

# Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit großer Schrauben

Von der  
Fakultät Architektur, Bauingenieurwesen und Umweltwissenschaften  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina  
zu Braunschweig

zur Erlangung des Grades eines  
**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**  
genehmigte

**Dissertation**

von  
Julian Bo Unglaub  
geboren am 03. Januar 1986  
aus München

Eingereicht am: 19.10.2018  
Disputation am: 18.12.2018

Berichterstatter/in Univ.-Prof. Dr. sc. Techn. Klaus Thiele  
Prof. Dr. Laura De Lorenzis

2019



Schriftenreihe des Instituts für Stahlbau

Heft 7

**Julian Unglaub**

**Einfluss von Eigenspannungen auf die  
Ermüdungsfestigkeit großer Schrauben**

Shaker Verlag  
Düren 2019

**Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2018

Copyright Shaker Verlag 2019

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-6843-6

ISSN 2198-8722

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren  
Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9  
Internet: [www.shaker.de](http://www.shaker.de) • E-Mail: [info@shaker.de](mailto:info@shaker.de)



# Inhalt

## Vorwort


## Kurzfassung

## Abstract

<b>Verzeichnisse</b>	<b>I</b>
Symbole . . . . .	I
Abkürzungen . . . . .	II
Glossar . . . . .	III
<b>1. Einführung</b>	<b>1</b>
1.1. Problemstellung und Motivation . . . . .	1
1.2. Befestigungstechnik . . . . .	1
1.2.1. Begriffsabgrenzung: Schraube . . . . .	2
1.2.2. Normative Beschreibung von HV-Schrauben . . . . .	2
<b>2. Forschungsstand</b>	<b>5</b>
2.1. Ermüdungsverhalten von Schrauben . . . . .	5
2.1.1. Größeneinfluss . . . . .	6
2.1.2. Herstellungseinfluss . . . . .	10
2.1.3. Feuerverzinkungseinfluss . . . . .	12
2.2. Eigenspannungen in Schrauben . . . . .	16
2.2.1. Festwalzen . . . . .	16
2.2.2. Eigenspannungsstabilität . . . . .	19
2.2.3. Eigenspannungsmessungen an Schrauben . . . . .	21
2.3. Modellierung des Ermüdungsverhaltens von Schrauben . . . . .	24
2.4. Modellierung des Umformvorgangs von Schrauben . . . . .	26
2.5. Normative Berechnung von HV-Schrauben . . . . .	27
2.5.1. DIN EN 1993-1-9 . . . . .	28
2.5.2. VDI 2230 . . . . .	30
2.5.3. Vergleich von DIN EN 1993-1-9 und VDI 2230 . . . . .	32
2.6. Ergebnisse und Aufgaben der Forschung . . . . .	33
<b>3. Zielsetzung</b>	<b>35</b>
3.1. Fragestellungen . . . . .	35
3.2. Forschungskonzept . . . . .	35
<b>4. Basischarakterisierung</b>	<b>39</b>
4.1. Prüfkörper . . . . .	39
4.2. Werkstoffcharakterisierung . . . . .	39
4.2.1. Chemische Zusammensetzung . . . . .	40

4.2.2.	Vergütungsprozess . . . . .	40
4.2.3.	Kerbschlagarbeit . . . . .	41
4.2.4.	Werkstoffkennlinien . . . . .	41
4.2.5.	Statische Spannungsdehnungslinie . . . . .	41
4.2.6.	Zyklische Spannungsdehnungslinie . . . . .	43
4.2.7.	Dehnungswöhlerline . . . . .	44
4.2.8.	Schädigungsparameter . . . . .	47
4.3.	Probencharakterisierung . . . . .	50
4.3.1.	Geometrie . . . . .	50
4.3.2.	Feuerverzinkung . . . . .	51
4.3.3.	Mikroschliffe . . . . .	52
4.3.4.	Härtemessung . . . . .	52
4.4.	Erkenntnisse . . . . .	53
<b>5.</b>	<b>Wöhlerversuche</b>	<b>57</b>
5.1.	Versuchsaufbau . . . . .	57
5.2.	Versuchsparameter . . . . .	58
5.3.	Auswertungsverfahren . . . . .	58
5.4.	Versuchsergebnisse . . . . .	63
5.4.1.	M24 10.9 SV tZn . . . . .	63
5.4.2.	M36x235 10.9 SG, tZn . . . . .	64
5.4.3.	M48x255 10.9 SG . . . . .	65
5.4.4.	M48x255 10.9 SG, tZn . . . . .	67
5.5.	Einordnung in den Stand der Forschung . . . . .	68
5.5.1.	Größeneinfluss . . . . .	68
5.5.2.	Herstellungseinfluss . . . . .	70
5.6.	Erkenntnisse . . . . .	72
<b>6.</b>	<b>Eigenspannungsmessungen</b>	<b>73</b>
6.1.	Diffraktometrie . . . . .	73
6.1.1.	Neutronendiffraktometrie . . . . .	75
6.1.2.	Röntgendiffraktometrie . . . . .	76
6.2.	Versuchsprogramm . . . . .	77
6.2.1.	Neutronendiffraktometrie . . . . .	77
6.2.2.	Röntgendiffraktometrie . . . . .	82
6.3.	Einordnung in den Stand der Forschung . . . . .	83
6.4.	Erkenntnisse . . . . .	85
<b>7.</b>	<b>Modellierung</b>	<b>87</b>
7.1.	Elastisch-plastisches Werkstoffmodell . . . . .	87
7.1.1.	Kalibrierung der Materialparameter . . . . .	89
7.1.2.	Problemanalyse . . . . .	91
7.2.	Simulation des Gewindewalzens . . . . .	94
7.2.1.	Modellbildung . . . . .	94
7.2.2.	Netzkonvergenz . . . . .	95
7.2.3.	Zeitschritt . . . . .	95
7.2.4.	Simulationsergebnis . . . . .	97

7.3. Konzeptstudie: Kerbdehnungsberechnung schlussgerollter Schrauben . . . . .	99
7.3.1. Modellbildung . . . . .	101
7.3.2. Ergebnis und Analyse des Konzepts . . . . .	102
7.4. Ergebnisse . . . . .	103
<b>8. Zusammenfassung der Erkenntnisse</b>	<b>105</b>
8.1. Empfehlungen für DIN EN 1993-1-9 . . . . .	106
8.2. Ausblick . . . . .	107
8.3. Fazit . . . . .	107
<b>9. Literatur</b>	<b>109</b>
<b>A. Anhang</b>	<b>119</b>
A.1. Kerbschlagarbeit . . . . .	119
A.2. Prüfsensor Wöhlerversuchsaufbau A und B . . . . .	119
A.3. Chemie . . . . .	119
A.4. Mikroschliffe . . . . .	121
A.5. Versuchsprotokolle . . . . .	121

Julian Unglaub  (<https://orcid.org/0000-0002-4336-4846>)  
„Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit großer Schrauben“. Diss.  
Braunschweig: TU Braunschweig, 2019.

PDF über den Publikationsserver der TU Braunschweig erhältlich:



<https://doi.org/10.24355/dbbs.084-201906261114-0>

# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Stahlbau der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig im Rahmen des DFG-Graduiertenkollegs 2075.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr. sc. techn. Klaus Thiele für die Vergabe des Themas, den freien Raum zur Forschung sowie für die fachliche Unterstützung und Förderung. Auch Frau Prof. Dr. Laura De Lorenzis danke ich für die Übernahme der Betreuung und eines Gutachtens. Mein Dank geht auch an Frau apl. Prof. Dr.-Ing. Ursula Kowalsky für die Leitung der Prüfungskommission und Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Martin Empelmann für die Mitwirkung in diesem Gremium.

Der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) danke ich für die Einrichtung des Graduiertenkollegs 2075, *Modelle für die Beschreibung der Zustandsänderung bei Alterung von Baustoffen und Tragwerken* und der damit verbundenen finanziellen Ausgestaltung des Forschungsvorhabens.

Bei dieser Arbeit war die Unterstützung durch Partner außerhalb der TU Braunschweig hilfreich: Mein Dank gilt der Peiner Umformtechnik GmbH sowie der August Friedberger GmbH für die Bereitstellung von Prüfkörpern.

Die Eigenspannungsmessungen wurden am Instrument E 3 im Helmholtz-Zentrum Berlin durchgeführt. Ich danke dem HZB für die Bereitstellung der Neutronenquelle und Herrn Dr. Robert Wimpory für die Ausführung der Messung.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing Matthias Reininghaus. Die immerwährende Bereitschaft zur hochkarätigen, fachlichen Diskussion und das Zusprechen von Mut im richtigen Moment haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Dr.-Ing Thomas Höbbel, Dr.-Ing. Hodei Aizpurua-Aldasoro, Dr.-Ing. Florian Minuth-Hadi, Dr.-Ing. Ding Cai, Jonas Pons, Konrad Ritter, Anzhi Wang, Hendrik Jahns und allen weiteren wissenschaftlichen Mitarbeitern des Instituts danke ich für das herzliche Arbeitsumfeld und spannende, auch nicht fachliche Diskussionen. Weiterhin danke ich den Mitarbeitern des Labors und Werkstatt für die Unterstützung bei der Durchführung des Versuchsprogramms. Dank gilt auch den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern in der Institutsverwaltung.

Großer Dank gilt meiner Familie und meinen Eltern, besonders meiner Mutter, die mich unermüdlich in meiner Schul- und Studienzeit unterstützt hat. Dank gilt auch meinem Vater Prof. Dr. Erich Unglaub für die Begeisterung für die Wissenschaft, die kritische und energische Diskussion über Fachgrenzen hinweg. Mein größter Dank gilt meiner Frau Ramona Unglaub für ihre unendliche Geduld, für ihr Verständnis und die liebevolle Fürsorge.

Braunschweig, Mai 2019  
Julian Unglaub



# Kurzfassung

Schrauben als Verbindungsmittel unterliegen der Alterung. Zyklische Dauerbelastung kann zum Ermüdungsversagen im Gewinde führen. Das Herstellungsverfahren (gerollt, geschnitten, vergütet, verzinkt) beeinflusst die Ermüdungsfestigkeit. Beim Aufrollen des Gewindes werden im Gewindegrund Druckeigenspannungen eingebracht, der Werkstoff wird lokal stark kaltverfestigt.

Die vorliegende Arbeit untersucht am Bauteil ‚schlussgerollte HV-Schraube‘ umformtechnisch induzierte Eigenspannungen aus dem Gewindeherstellungsprozess, ebenso Auswirkungen auf die Ermüdungsfestigkeit. Mit den Daten und Erkenntnissen wird ein örtliches Simulationskonzept formuliert.

Erstmals wird eine umfassende Datenbasis von Wöhlerlinien an großen schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 und M 48 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 erstellt: Sind schlussgerollte HV-Schrauben feuerverzinkt, nimmt die Lebensdauer deutlich ab. Sie liegt jedoch über der Lebensdauer von schlussvergüteten, feuerverzinkten Schrauben.

Die eigenen Versuche zeigen, dass die VDI 2230 den Herstellungseinfluss für große HV-Schrauben wiedergeben kann. Die Lebensdauerabminderung von 20 % für eine Feuerverzinkung, die bisher nur an schlussvergüteten Schrauben untersucht worden ist, kann auch auf große schlussgerollte HV-Schrauben übertragen werden. Das Kerbdetail 50 der DIN-EN-1993-1-9 ist eine konservative Einstufung des Ermüdungsproblems.

An unbelasteten und zyklisch belasteten schlussvergüteten, feuerverzinkten M 24 HV-Schrauben sowie an schlussgerollten, feuerverzinkten M 36 HV-Schrauben werden mit Neutronendiffraktometrie Eigenspannungstiefenverläufe bestimmt. Bei Messungen an schlussvergüteten HV-Schrauben nach zyklischer Belastung kann eine zyklische Entfestigung des Werkstoffes gezeigt werden. Bei schlussvergüteten HV-Schrauben wird das Maximum der niedrigen Druckeigenspannungen an der Oberfläche erreicht. Bei schlussgerollten HV-Schrauben liegt das Druckeigenspannungsmaximum unterhalb der Oberfläche.

Die Simulation des Umformprozesses erreicht eine gute Wiedergabe der Gewindegeometrie. Der Eigenspannungsverlauf entspricht qualitativ den gemessenen Verläufen. Das Materialmodell nach Chaboche überschätzt die plastische Vergleichsdehnung im Gewindegrund.

Die Studie zur Berechnung schlussgerollter HV-Schrauben wird nach dem Kerbdehnungskonzept durchgeführt. Die Modellierungsprobleme werden analysiert, die Anforderungen für eine bessere Berücksichtigung von Eigenspannungen formuliert.





# Abstract

Bolts as joint elements are subject to aging. Cyclic loading can lead to fatigue failure in the thread. The manufacturing process (rolled, cut, quenched and tempered, galvanized) influences the fatigue strength. When the thread is rolled, compressive residual stresses are applied to the root of the thread, and the material is subjected to local strain hardening.

The present dissertation examines residual stresses induced by the thread forming process on the component rolled-after-heat-treatment HT-bolt as well as their effects on fatigue strength. The fatigue data and findings are used to formulate a local simulation concept.

For the first time, a comprehensive database of Wöhler curves on large rolled-after-heat-treatment and rolled-after-heat-treatment, hot-dip galvanized M 36 and M 48 HT-bolts of strength class 10.9 is compiled: If the HT bolts are hot-dip galvanized, the fatigue life is significantly reduced. However, it exceeds the fatigue life of rolled-before-heat-treatment, hot-dip galvanized bolts.

Fatigue tests show that the VDI 2230 can reflect the manufacturing influence for large ( $> M 30$ ) HT-bolts. The 20 % reduction in fatigue life for hot-dip galvanizing, which so far has only been investigated on rolled-before-heat-treatment bolts, can also be applied to large, rolled-after-heat-treatment HT-bolts. The fatigue detail 50 of DIN-EN-1993-1-9 is a conservative classification of the fatigue problem.

In-depth residual stress paths of unloaded and cyclically loaded rolled-before-heat-treatment, hot-dip galvanized M 24 HT bolts and rolled-after-heat-treatment, hot-dip galvanized M 36 HT bolts are determined by neutron diffraction. Measurements on cyclically loaded M24 HT bolts show cyclic softening. The maximum of compressive residual stresses is reached close to surface. For the M36 HT bolt, the maximum of compressive residual stresses is reached below the surface.

The simulation of the forming process achieves good agreement of the thread geometry. The residual stress path corresponds qualitatively to the measured ones. The material model according to Chaboche overestimates the plastic comparative strain in the thread base. According to the proposed simulation concept a case study is performed for a rolled-after-heat-treatment M48 HT bolt. Modelling problems are analyzed and requirements for a better consideration of residual stresses are formulated.



# Verzeichnisse

## Symbole

$D_0$	Gitterebenenabstand spannungsfreier Kristallite
$D$	Gitterebenenabstand Kristallite $D, D_{\varphi,\psi}$
$E$	Elastizitätsmodul
$I_0$	einfallende Intensität
$I_1$	abgebeugte Intensität
$M$	Mittelspannungsempfindlichkeit
$N$	Lastwechsel
$P_J$	Schädigungsparameter [153]
$P_{SWT}$	Schädigungsparameter [137]
$P$	Gewindesteigung
$R_m$	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	Streckgrenze
$R$	Spannungsverhältnis $R = \frac{S_u}{S_o}$
$\Omega$	lokaler Bezugswinkel, bei Eigenspannungsmessung
$\delta$	Unsicherheit bei der Eigenspannungsmessung, der jeweiligen Messgröße
$\epsilon^G$	Gitterdehnung
$\epsilon_{a,t}$	Dehnungsamplitude $\epsilon_{a,t} = \epsilon_{a,el} + \epsilon_{a,pl}$
$\epsilon_m$	Bruchdehnung
$\lambda$	Wellenlänge einer Strahlung
$\nu$	Querdehnzahl
$\sigma_a$	Spannungsamplitude
$\sigma'_f$	Schwingfestigkeitskoeffizient
$\sigma_o$	Oberspannung
$\sigma_u$	Unterspannung
$\sigma_{ES}$	Eigenspannung
$\sigma_{a,50\%}$	Spannungsamplitude mit 50% Überlebenswahrscheinlichkeit
$\sigma_{a,d}$	Bemessungswert der Spannungsamplitude
$\theta_0$	Bragg-Winkel eines spannungsfreien Werkstoffs
$\theta$	Bragg-Winkel, $\theta, \theta_{\varphi,\psi}$
$\{hkl\}$	Millersche Indizes für Ebenen im Kristallgitter
$b$	Schwingfestigkeitsexponent
$c$	zyklischer Duktilitätsexponent
$d$	Nenndurchmesser der Schraube
$k'$	Verfestigungskoeffizient
$k$	Steigung oder Exponent der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich
$m$	Mutterhöhe
$n'$	Verfestigungsexponent
$n$	Anzahl der Stichproben

## Abkürzungen

DMS	Dehnmessstreifen
DWL	Dehnungswöhlerlinie
EN	Europäische Norm
HCF	Zeitfestigkeitsbereich
HR	System-HR
HT	Hochtemperaturverzinkung
HV	hochfest verspannbar
IST	Incremental Step Test
LCF	Kurzzeitfestigkeitsbereich
LLF	Langzeitfestigkeitsbereich
LMAC	Liquid Metal Assisted Cracking
MST	Multiple Step Test
NT	Normaltemperaturverzinkung
SG	schlussgerollt
SST	Single Step Test
SV	schlussvergütet
TEM	Transmissionselektronenmikroskopie
tZn	feuerverzinkt
UN	Unified National
UNC	Unified National Coarse
ZSDK	Zyklische-Spannungs-Dehnungs-Kurve

## Glossar

Alterung	Zustands- und Qualitätsänderung von Bauteilen unter chemischen und physikalischen Einwirkungen
Anschluss	Bereich, in dem zwei oder mehrere Bauteile miteinander verbunden sind [38]
Bauschinger-Effekt	Veränderung des Fließflächenradius infolge einer plastischen Beanspruchung
Betriebsfestigkeit	Ermüdungsfestigkeit unter regelloser, zufallsartiger Beanspruchung [118]
Dauerfestigkeit	Technischer Grenzwert, unter dem eine Beanspruchungsamplitude nicht mehr zu einem Dauerbruch führt [118]
Eigenspannung	Eigenspannungen 1. Art, sie wirken über Korngrenzen hinweg, sind innerhalb des Bauteiles im Gleichgewicht [99]
Ermüdungsfestigkeit	Ermüdungsfestigkeit, sie fasst übergeordnet Schwingfestigkeit und Betriebsfestigkeit zusammen [118]
Feuerverzinkung	Aufbringen einer Beschichtung aus Zink auf Metall unter hoher Temperatur
große Schraube	Schraube ab M 30
HV-Schraube	hochfest vorspannbare Schraube, System HV nach [35]
Kerbspannung	Die Kerbspannung entspricht der Spannung an einer geometrischen Unstetigkeit eines Bauteils
kleine Schraube	Schraube kleiner als M 12
Kurzzeitfestigkeit	unterhalb von $\approx 4 \cdot 10^4$ Lastwechseln, EN: Low Cycle Fatigue [118]
Langzeitfestigkeitsbereich Lebensdauer	ab $10^6 \sim 10^7$ Lastwechseln, EN: Long Life Fatigue [118] analog zur Ermüdungsfestigkeit
Mesh-to-Mesh-Solution-Mapping	Methode zur Übertragung von Lösungen zwischen zwei Berechnungsnetzen
Mutterhöhenverhältnis	Verhältnis von Mutterhöhe zu Gewindedurchmesser
Nennspannung	Nennspannung unterstellt eine konstante Spannungsverteilung in einem als kritisch definierten Querschnitt

schlussgerollt	Herstellung des Schraubengewindes nach dem Vergütungsprozesses durch Umformung
schlussvergütet	Herstellung des Schraubengewindes vor dem Vergütungsprozesses durch Umformung
Schraube	ISO-Schraube
Schraubengarnitur	Besteht aus: Schraube, Mutter und ein bis zwei Scheiben
Schwingfestigkeit	Ermüdungsfestigkeit unter periodischer Beanspruchung [118]
Zeitfestigkeitsbereich	ab $\approx 4 \cdot 10^4$ Lastwechseln, EN: High Cycle Fatigue [118]

# 1. Einführung

## 1.1. Problemstellung und Motivation

Schrauben werden im Stahl-, Maschinen- und Anlagenbau sehr häufig als Verbindungsmittel verwendet. Dort unterliegen diese Bauteile der Alterung. Eine der auftretenden Beanspruchungen ist die zyklische Belastung, die zu Ermüdungsversagen führen kann. Das Gewinde ist immer ein scharf gekerbtes Detail und im Allgemeinen für die Bemessung maßgebend.

Bei schlussvergüteten, schlussgerollten, geschnittenen oder verzinkten Gewinden ist der Einfluss des Herstellungsverfahrens und die Herstellungsreihenfolge auf die Ermüdungsfestigkeit unterschiedlich. Durch das Aufrollen werden im Gewindegrund Druckeigenstressungen eingebracht, der Werkstoff wird lokal stark kaltverfestigt. Nahezu die gesamte Rissentstehung als Folge einer zyklischen Belastung findet in diesem massiv umgeformten Bereich statt. Deshalb haben schlussgerollte Gewinde unter Zugschwellbeanspruchung eine deutlich höhere Lebensdauer als schlussvergütete Gewinde.

Bisherige Untersuchungen beschränkten sich überwiegend auf schlussvergütete HV-Schraubengarnituren. Eine Datenbasis an Ermüdungs- und Eigenspannungsuntersuchungen zur Wirkungsweise von Druckeigenstressungen aus dem Gewindeherstellungsprozess ist bisher nur für kleine Schraubendurchmesser erstellt worden.

Für schlussgerollte HV-Schraubengarnituren ist bisher kein Kerbdehnungskonzept entwickelt worden, das den lokalen Werkstoffzustand, einschließlich Eigenspannungen und Eigenspannungsstabilität aus dem Herstellungsprozess, physikalisch korrekt berücksichtigt. Um eine realitätsnahe Bewertung der Lebensdauer zu gewährleisten, ist es erforderlich, dass schlussgerollte Gewinde im Rahmen eines Kerbdehnungskonzepts bewertet werden können.

Ziel der Untersuchungen ist, am Bauteil der schlussgerollten HV-Schraube umformtechnisch induzierte Eigenspannungen aus dem Gewindeherstellungsprozess und deren Auswirkungen auf die Lebensdauer systematisch und umfassend zu ermitteln und zu dokumentieren. Auch die Eigenspannungsstabilität unter zyklischer Beanspruchung ist zu analysieren. Mit diesen Daten und Erkenntnissen ist ein neues Kerbdehnungskonzept zu formulieren.

## 1.2. Befestigungstechnik

Relevant ist die Einordnung von Schraubenverbindungen in die Befestigungstechnik. Im Maschinenbau- und Bauingenieurwesen werden Verbindungen von zwei oder mehr Bauteilen als Anschluss bezeichnet. Hierfür werden im Bauwesen nach DIN EN 1993-1-8 [38] zwei Gruppen unterschieden:

- Schweißverbindungen
- Schrauben-, Niet- und Bolzenverbindungen.

Die zweite Gruppe wird in fünf Kategorien unterteilt. Diese unterscheiden sich im Wesentlichen nach Art der Beanspruchung des Verbindungsmittels, nach Scher-Lochleibung oder Zugverbindung und ob eine Vorspannung vorhanden ist. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Schwerpunkt auf geschraubte, vorgespannte Zugverbindungen gelegt.

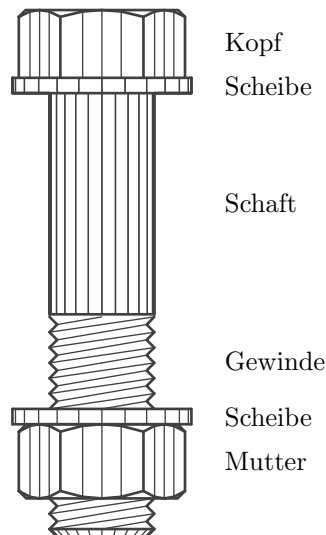


Abbildung 1.1: Elemente der HV-Schraubengarnitur

### 1.2.1. Begriffsabgrenzung: Schraube

Im Maschinenbau- und Bauingenieurwesen besteht eine Schraubengarnitur im Allgemeinen aus einer Schraube, ein bis zwei Scheiben und einer Mutter. Eine Schraube besteht aus Kopf, Schaft und Gewinde. Im Bauwesen wird heute unter dem Begriff Schraube der besondere Typus der HV-Schraube verstanden. Er ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Die HV-Schraube ist eine Abwandlung der ISO-Maschinenbauschraube.

Trotz der starken geometrischen Ähnlichkeit weisen beide, Maschinenbauschraube und Schraube im Bauwesen, quantitative Unterschiede in zügiger und zyklischer Beanspruchbarkeit auf. Die Ermüdungsmechanismen sind jedoch ähnlich. Daher werden in den folgenden Kapiteln Untersuchungen zu beiden Schraubentypen herangezogen. Dabei ist der Begriff Schraube, falls nicht ausdrücklich anders genannt, auf Garnituren von Maschinenbauschrauben bezogen, der Begriff HV-Schraube auf HV-Schraubengarnituren.

### 1.2.2. Normative Beschreibung von HV-Schrauben

Das Grundmaß des metrischen Gewindeprofils ist, nach Vorgaben der internationalen ISO-Norm, in die Deutsche Norm DIN ISO 68-1 [44] übernommen. In dieser Norm ist der Zusammenhang zwischen der Gewindesteigung  $P$  und der Höhe des scharf ausgeschnitten gedachten Profildreiecks dargestellt. Die Nennprofile werden mit der DIN 13-19 [26] berechnet. In dieser Norm ist der Zusammenhang zwischen  $H$  und dem Nenndurchmesser  $D$  für den allgemeinen Fall berechnungstechnisch enthalten. Das metrische ISO-Gewindeprofil allgemeiner Anwendung ist durch DIN 13-1 [25] bis zur Gewindegröße M 68 geregelt. Diese Norm zeigt an, welche Gewindesteigungen  $P$  welchem Nenndurchmesser  $D$  zugeordnet werden.

Im Bauwesen ist die DIN EN 1993-1-8 [38] zur Bemessung von Verbindungen hochfester, vorgespannter (HV) Schraubenverbindungen der Bezugsnormengruppe 4 (DIN EN 14399-1 [33]) anzuwenden. In der DIN EN 1090-2 [32] ist die Ausführung von Schraubenverbindungen geregelt. DIN EN 14399-1 [33] gibt die Eigenschaften von hochfesten, vorspannbaren Garnituren für Schraubenverbindungen im Stahlbau an. Die geometrischen Eigenschaften von HV-Schrauben,



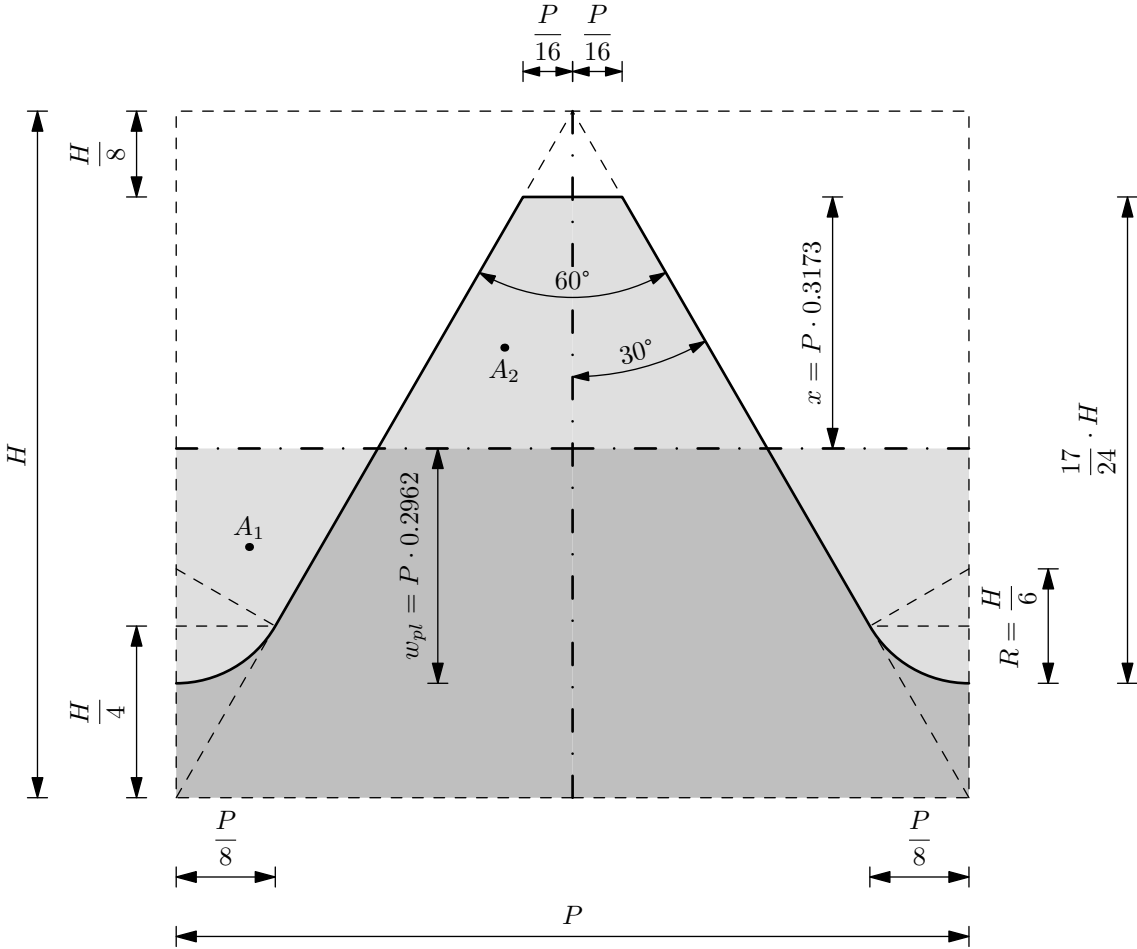


Abbildung 1.2: Gewindeform senkrecht zur Gewindeachse

insbesondere die Gewindeform, sind in DIN EN 14399-4 [35] durch die Angabe von Gewindesteigung und Nenndurchmesser bis M 36 festgelegt. Die Norm verweist zusätzlich auf die ISO 261 [75] und diese wiederum auf das Grundprofil in DIN ISO 68-1 [44]. Da die DIN EN 14399-4 [35] nur Gewindesteigungen bis M 36 festlegt, sind auch größere Gewinde, die im Bauwesen üblich sind, nur in Anlehnung an diese Norm entwickelt worden. Die Gewindesteigungen für Regelgewinde größerer Durchmesser können DIN 13-19 [26] entnommen werden. Schrauben nach der DIN EN 14399-4 [35] sollen ein bauübliches Vorspannen auf  $0,7 \cdot R_{p0,2}$  nach DIN EN 14399-2 [34] mit vorwiegend plastischen Verformungen in den gepaarten Gewindegängen ermöglichen. Deshalb wird die Mutterhöhe auf  $0,8 \cdot D$  begrenzt und ein kurzes Gewinde auf den Schaft aufgebracht. Die Toleranzklasse entspricht 6g bzw. 6AZ für feuerverzinkte Schrauben. Die Oberfläche kann entweder unbeschichtet, feuerverzinkt nach DIN EN ISO 10684 [40], oder nach Vereinbarung erfolgt sein. Für große feuerverzinkte HV-Schrauben bis M 72 kann die DASt Richtlinie 021 [24] hinzugezogen werden. Die vorgeschriebenen mechanischen Eigenschaften dürfen aber nicht durch die Feuerverzinkung beeinflusst werden. Die mechanischen Eigenschaften für Schrauben sind allgemein in der europäischen Norm DIN EN ISO 4759-1 [42] festgelegt. DIN EN 14399-4 [35] lässt Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 zu.

Der Begriff *große Schraube* ist normativ nicht beschrieben, wird aber im Bauwesen vorausgesetzt und besitzt in der Praxis Relevanz (z. B. bei der Konstruktion von Windenergieanlagen, Hallendächern oder Brücken). In der vorliegenden Untersuchung werden HV-Schrauben größer M 30 als große Schrauben bezeichnet.



## 2. Forschungsstand

Wesentliche Forschungsergebnisse, die heute vorliegen, sind im folgenden Kapitel berücksichtigt. Als Recherchestrategie wird ein kombinierter Ansatz gewählt. Er vereint das strukturierte Abfragen von ausgewählten Literaturlatenbanken mit kumulativer Suche. Die Gliederung der Ergebnisse erfolgt nach den Untersuchungsschwerpunkten: Ermüdungsverhalten von Schrauben, Eigenspannungen in Schrauben, Modellierung des Ermüdungsverhaltens von Schrauben und Modellierung des Umformvorgangs. Aus den Ergebnissen werden Aufgaben für die Forschung formuliert.

Akademische Untersuchungen und Überlegungen zur Abhängigkeit der statischen Festigkeit (*firmitate*) und der geometrischen Erscheinung eines Gewindes werden erstmals in Gerlach [60] 1780 angestellt. Es wird erkannt, dass theoretische Überlegungen nicht ausreichen um die Tragfähigkeit einer Schraube zu bestimmen. Von Gerlach, dem Professor an der k. k. Ingenieurakademie in Wien wird ein kombiniertes Verfahren aus experimentellen und theoretischen Überlegungen vorgeschlagen. Dieses grundlegende Vorgehen hat sich in der Schraubenforschung und darüber hinaus etabliert. Dennoch sind die grundsätzlichen Probleme und der Aufwand, die experimentelle Untersuchungen mit sich bringen, bis heute geblieben: *Quot hunc in finem facienda adhuc sunt experimenta!* [60] – *Wie viel Versuche sind zu diesem Entzwecke noch zu machen!* [59]

### 2.1. Ermüdungsverhalten von Schrauben

Obwohl Schrauben seit Jahrzehnten als Verbindungsmittel in in Bauwerken und Anlagen eingesetzt werden, sind grundsätzliche Fragestellungen nicht geklärt. Neben vielen kleinen und mittleren Forschungsvorhaben, haben sich folgende Forschungsarbeiten als grundlegend herauskristallisiert:

- Wiegand [160]
- Thomala [143]
- Schneider [125]
- Oechsner und Vormwald [112].

Die Zusammenfassung der Forschungsergebnisse zur Ermüdung der Schrauben legt das Augenmerk auf vier wesentliche Einflussfaktoren:

- Gewindedurchmesser,
- hohe Festigkeitsklasse,
- Herstellungsverfahren und
- Vorspannung.

Diese Einflussfaktoren hängen direkt zusammen und können nicht immer getrennt voneinander betrachtet werden. Weitere Einflussfaktoren auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben sind:

- Gewindeform,
- Mutterhöhe,
- Toleranzen,

- Biegung und
- Aufbringen der Vorspannart.

Diese Faktoren werden nicht eigens untersucht, doch wird auf das grundlegende Lehrbuch von Kloos und Thomala [87] verwiesen.

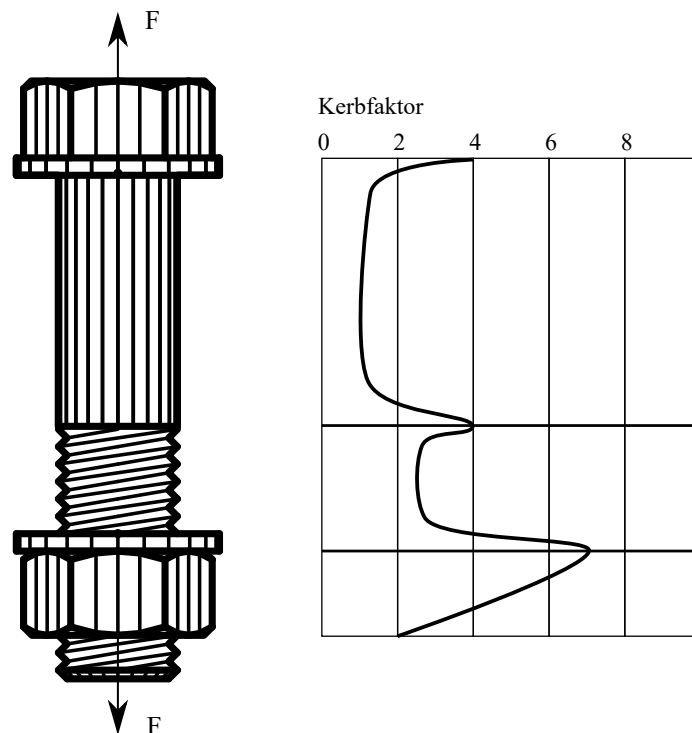


Abbildung 2.1: Kerbwirkung einer Schraube unter Zugbeanspruchung, [87]

Die Schraube, als geometrisches Bauteil betrachtet, weist immer eine Reihung von Kerben auf. Vom Schraubenkopf über den Schaftgewinde-Übergang bis zum Gewinde rufen diese Kerben unterschiedliche, zum Teil sehr starke Kerbspannungen hervor. Dies führt dazu, dass die Festigkeit einer Schraube unter zyklischer Beanspruchung deutlich niedriger ist als die einer Schraube unter zügiger Beanspruchung. Es treten drei Kerbwirkungen auf, vgl. Abbildung 2.1: Spannungsüberhöhung aufgrund von Querschnittsunstetigkeiten, Spannungsüberhöhungen aufgrund lokaler Krafteinleitung, sowie Entlastungskernen [127]. Am Übergang vom Kopf zum Schaft, am Gewindeauslauf und im frei belasteten Gewinde treten Spannungsüberhöhungen aus der Geometrie auf. Im ersten voll tragenden Gewindegang wird die Kerbspannung sowohl durch die Spannungsüberhöhung, als auch durch die Krafteinleitung bestimmt. Die Kerbwirkung im frei belasteten Gewinde ist aufgrund der Entlastungswirkung der aneinander gereihten Gewindeflanken kleiner als im Gewindeauslauf [127] [88].

An allen scharfen Kerben der Schrauben wird unter Zugbeanspruchung die Querdehnung behindert, deshalb tritt an diesen Stellen ein mehrachsiger Spannungszustand auf. Diese Kerbwirkung wird zusätzlich von werkstofflichen Kerben aus dem Herstellungsprozess überlagert [87].

### 2.1.1. Größeneinfluss

Der Größeneinfluss wirkt sich vielfältig auf die Ermüdungsfestigkeit aus. Dazu können folgende Ursachen benannt werden [118]:

- **Spannungsmechanischer (geometrischer) Größeneinfluss:**  
Er beruht auf unterschiedlichen Spannungsgradienten bei inhomogener Spannungsverteilung. Der Effekt wird auch als *Stützwirkung* bezeichnet und ist durch das Verhältnis von Bauteildurchmesser und Kerbgeometrie bestimmt.
- **Technologischer Größeneinfluss:**  
Er berücksichtigt den Einfluss von Kornstruktur und Eigenspannungsverteilung bei größeren Materialdicken im Vergleich zu kleinen Proben.
- **Oberflächentechnischer Größeneinfluss:**  
Durch die unterschiedliche Wirkungsweise von Kornstruktur und Eigenspannungsverteilung, besonders in Bezug auf die Tiefenwirkung bei Oberflächenverfestigung, tritt dieser Einfluss auf.
- **Statistischer Größeneinfluss:**  
Mit größer werdendem Materialvolumen ändert sich auch die Wahrscheinlichkeit eines Materialfehlers.

Jung [80] zeigt in ihrer Arbeit, dass die einzelnen Größeneinflüsse miteinander verknüpft sind und somit nicht isoliert betrachtet werden können. Daher wird eine Unterscheidung nach technologiebedingtem und spannungsbedingtem Größeneinfluss vorgeschlagen, beide sind werkstoffabhängig. Diese These wendet Marten [102] auf Schrauben an und schlägt deshalb eine grundsätzliche Bewertung des Größeneinflusses von Schrauben als Funktion des Durchmessers vor.

Die Kerbschäfte von Gewinden sind vom Gewindedurchmesser abhängig. Mit zunehmendem Durchmesser nimmt die Gewindefinheit nichtlinear zu. Diese kann mithilfe des Verhältnisses von Gewindedurchmesser zu Gewindesteigung  $d/P$  beschrieben werden. Bei der Betrachtung eines konstanten Mutterhöhenverhältnisses  $m/d = 0.8$  haben kleinere Durchmesser weniger von der Mutter überdeckte Gewindegänge als größere. Diese geometrische Nichtlinearität wirkt sich auf die Ermüdungsfestigkeit aus [87].

In der Auswertung von verschiedenen Untersuchungen an Schrauben zeigt Wiegand [160], dass dieser Einfluss mit zunehmendem Gewindedurchmesser abnimmt. In den Untersuchungen werden Durchmesser von M 6 bis M 40 betrachtet. Die Untersuchungen sind in zwei Werkstofffestigkeitsbereiche geteilt. Besonders die hochfesten Werkstoffe ( $\sigma_{u,B} = 784 - 1176$  MPa) weisen bei kleinen Durchmessern eine starke Größenabhängigkeit auf, die sich einem unteren Grenzwert annähern. Es wird ein Approximationsbereich angegeben, in dessen Größenordnung der Größeneinfluss liegt. Die Diagramme sind in Abbildung 2.2 dargestellt und basieren auf Daten von [163], [161], [77] übersetzt ins Englische [78], [7], [138] und [65]. Leider sind diese Veröffentlichungen teilweise nicht mehr verfügbar. Diese Zusammenstellung wird seit 1960 immer wieder verwendet, um die jeweiligen eigenen Versuchsergebnisse einzuordnen und zu bewerten, z. B. bei [143] [72] [74] [87]. Leider sind über die Jahre die Informationen über die Datengrundlage in der Darstellung verloren gegangen. Dies ist insofern problematisch, als die Einflüsse auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben sehr vielfältig sind und nur bei genauer Information der Untersuchungsparameter verlässlich verglichen werden können.

Thomala [143] untersucht umfangreich in seiner Dissertation verschiedene Gewindedurchmesser von M 6 bis M 24. Für die Herstellungsart schlussvergütet und schlussgerollt, sowie für die Festigkeitsklassen 8.8 bis 12.9 auf zwei Vorspannungsniveaus  $0,25 - 0,6 \cdot R_{p0,2}$  wird der Größeneinfluss als Funktion der Dauerfestigkeit über den Durchmesser für schlussvergütete Schrauben angegeben.

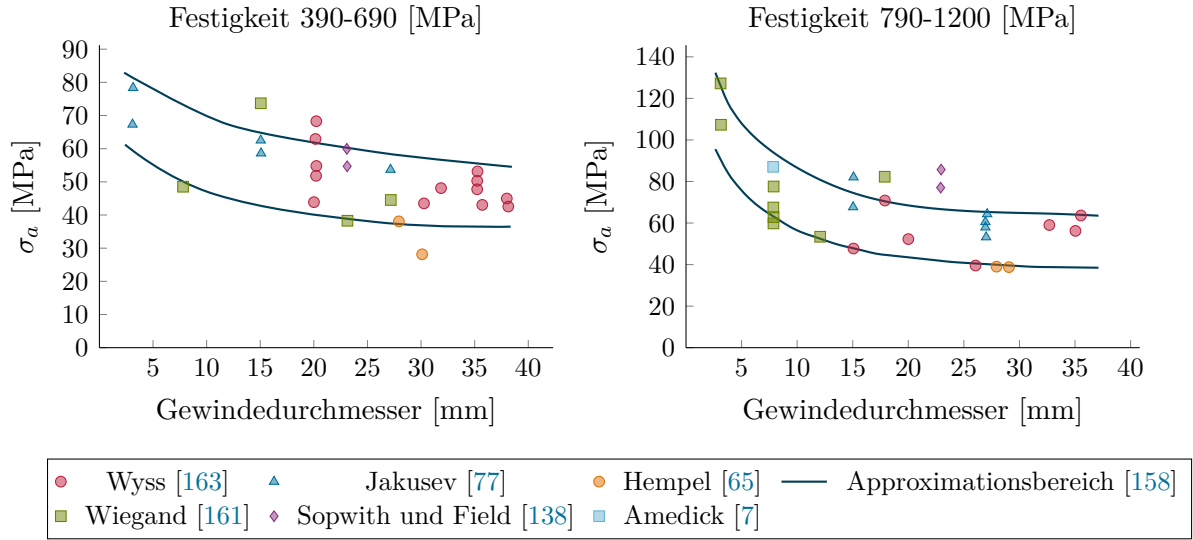


Abbildung 2.2: Dauerfestigkeit von Schrauben in Abhängigkeit des Gewindedurchmessers für verschiedene Festigkeitsklassen und Herstellungsverfahren (digitalisiert)[160]

Die Ergebnisse werden mit Wiegand [160] verglichen. Mit zunehmendem Durchmesser  $d$  nähert sich die Dauerfestigkeit einem unteren Grenzwert an, der in etwa bei der Größe M 40 liegt. Von einer weiteren Extrapolation der Ergebnisse wird abgeraten, da die Gewindefinheit bei größeren Gewinden stark zunimmt.

$$\sigma_{a,50} = \frac{180}{d} + 52 \text{ (für Festigkeitsklasse 8.8, } 0,25 \cdot R_{p0,2} \text{) [MPa]} \quad (2.1)$$

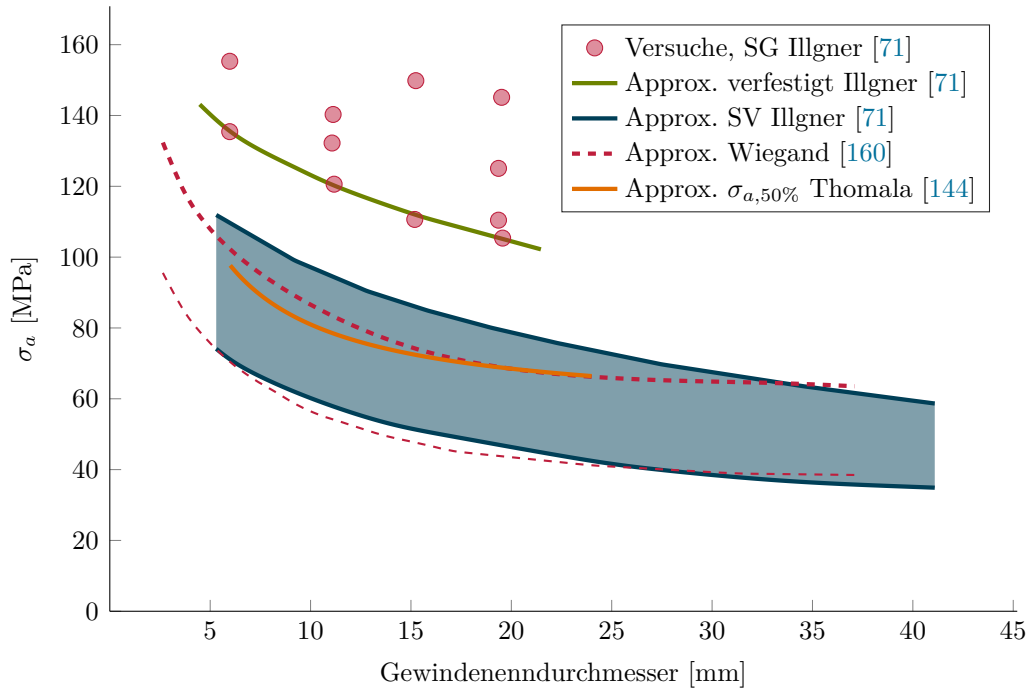
$$\sigma_{a,50} = \frac{240}{d} + 56 \text{ (für Festigkeitsklasse 12.9, } 0,25 \text{ und } 0,6 \cdot R_{p0,2} \text{) [MPa]} \quad (2.2)$$

Der Funktionsverlauf ist, vermutlich auf das Sicherheitsniveau angepasst, in VDI 2230 [149] übernommen worden.

Illgner [72], [71] formuliert in seinem zusammenfassenden Aufsatz über das Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen mehrere Thesen zur Verbesserung der Lebensdauer von Schrauben. Das auf Grundlage einer Literatursauswertung entwickelte Diagramm ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Es kann davon ausgegangen werden, dass Daten hierzu von Wiegand, Illgner und Beelich [158] und Thomala [144] verwendet worden sind, da die Verfasser am selben Lehrstuhl gearbeitet haben. Dies ist jedoch nicht durch eine Quellenangabe belegt. Im Diagramm ist zu erkennen, dass die Lebensdauer mit zunehmendem Durchmesser abnimmt. Dies wird auf die Zunahme der Kerbwirkung infolge der Zunahme des Gewindedurchmessers zurückgeführt. Das gilt sowohl für schlussvergütete, als auch für schlussgerollte Gewinde. Bei letzteren liegt die Lebensdauer generell höher. Es ist ebenfalls zu erkennen, dass ab einem Durchmesser von ca. 30 mm sich die Dauerfestigkeit einem unteren Grenzwert annähert.

Untersuchungen von Fischer [54] an großen Zugstäben mit Endgewinden (35 mm, 44 mm, 51 mm) weisen keinen weiteren Größeneinfluss nach. Dies wird auch von Schadensfällen an M 300-Gewinden bestätigt, bei denen eine rechnerisch ermittelte Dauerfestigkeit im Bereich einer Extrapolation der Kurve (dunkelblau) aus Abbildung 2.3 liegt [89].

Hanenkamp [63] untersucht an Schraubenbolzen der Festigkeitsklasse 10.9 mit schlussgerollten Endgewinden die Ermüdungsfestigkeit von Gewinden M 36 bis M 72. Die konstante Mittelspannung beträgt  $0,7 \cdot R_{p0,2}$ . Es zeigt sich, dass bei großen Gewinden ein Größeneffekt vorliegt. Dieser



Abbildungung 2.3: Dauerfestigkeit von Schrauben in Abhängigkeit des Gewindedurchmessers und Herstellungsverfahrens, Vorspannung  $0,7 \cdot R_{p0,2}$ ,  $\sigma_{u,B} = 1000 - 1400$  [Mpa] (digitalisiert), [72]

nähert sich einem unteren Grenzwert an. Der Versuchsaufbau mit Endgewinden führt dazu, dass die Wahrscheinlichkeit des Bruchs erhöht ist, deshalb sind die Versuche konservativ, was die Bruchlastspielzahl angeht [103].

Marten [102], [103] untersucht die Schwingfestigkeit von schlussvergüteten M 48 HV-Schrauben. Die Wöhlerlinien werden an schlussvergüteten, feuerverzinkten HV-Schraubengarnituren der Festigkeitsklasse 10.9 dreier Hersteller ermittelt, um eine Verbesserung der statistischen Absicherung des Kerbfalles 50 der DIN EN 1993-1-9 [39] für Schraubengewinde (Konstruktionsdetails 14) unter Berücksichtigung eines Größeneffektes zu erzielen. Die Untersuchungen werden bei einer konstanten, sehr niedrigen Mittelspannung  $\sigma_m = 0,15 \cdot R_{p0,2}$  durchgeführt. Ausgehend vom im Treppenstufenverfahren ermittelten Schwellwert der Dauerfestigkeit, werden Untersuchungen im Zeitfestigkeitsbereich auf zwei Lasthorizonten ( $1,6 \cdot \sigma_{a,D}$  und  $2,4 \cdot \sigma_D$ ) vorgenommen.

Es treten zwei Versagensmodi auf. In der Regel ereignen sich Brüche im ersten volltragenden Gewindegang. Bei einer kleinen Anzahl an Prüfkörpern ergibt sich das Versagen im Übergangsbereich vom Schraubenschaft zum Kopf. Das Bruchverhalten am Kopf wird auf eine Schiefstellung des Kopfes relativ zum Schraubenschaft zurückgeführt. Allerdings ist dies nicht durch Messungen belegt.

Die aus den experimentellen Untersuchungen ermittelte Wöhlerlinie wird mit der Wöhlerlinie des Kerbfalles 50 unter Berücksichtigung des Reduktionsfaktors für den Größeneffekt bei HV-Schrauben verglichen. Die Wöhlerlinie liegt hier teilweise unterhalb der Wöhlerlinie des Eurocodes 3. Die Einzelversuche liegen jedoch alle oberhalb der Wöhlerlinie des Kerbdetails. Die große Streubreite der Versuchsergebnisse wird auf den chargenübergreifenden experimentellen Ansatz zurückgeführt. Die Neigung der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich wird mit nicht genauer benannter Literatur verglichen. Es werden für verschiedene statistische Auswertungsverfahren unterschiedliche Exponenten  $k$  von 2,15 bis 0,89 ermittelt. Aufgrund dieses Befundes wird eine

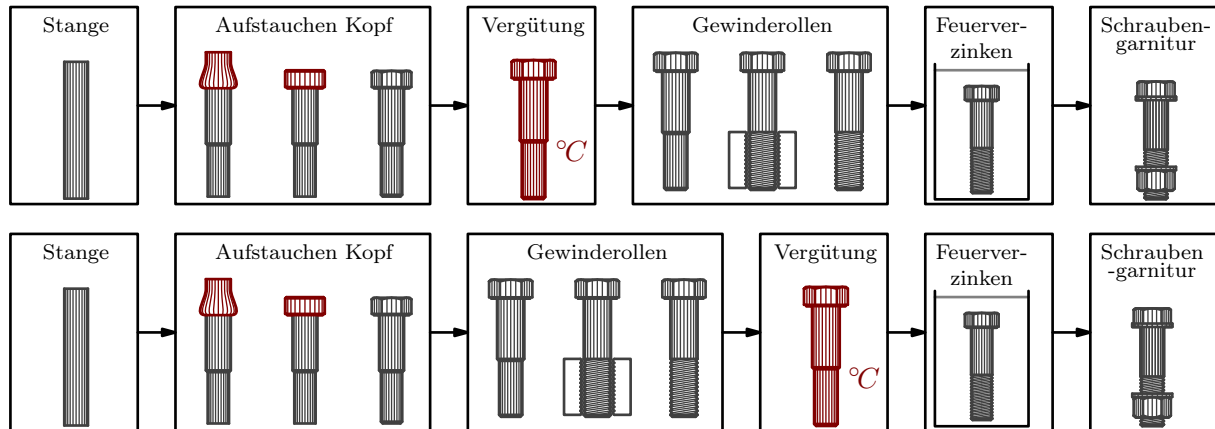


Abbildung 2.4: Wesentliche Prozessschritte der Schraubenproduktion für schlussvergütete (oben) oder schlussgerollte (unten), feuerverzinkte Schrauben [147]

Mittelspannungsabhängigkeit vermutet [102].

Eichstädt und Schaumann [49], [121], [122], untersuchen den Größeneinfluss an schlussvergüteten und an schlussvergütet, feuerverzinkten HV-Schraubengarnituren M 36 und M 64 der Festigkeitsklasse 10.9. Die Vorspannung beträgt  $0,7 \cdot R_{p0,2}$ . Es werden Wöhlerversuche im Einstufenkollektiv sowohl im Zeitfestigkeits- als auch im Übergangsbereich durchgeführt. Bei den M 36-Garnituren wird das Horizontenverfahren im Zeitfestigkeitsbereich und das Treppenstufenverfahren im Übergangsbereich verwendet. Die zyklischen Untersuchungen an der M 64-Garnitur erfolgen nur im Zeitfestigkeitsbereich mit dem Perlenschnurverfahren. Stichprobenhaft werden Versuche im Übergangsbereich durchgeführt. Ein Versagen tritt bei den Versuchen immer im ersten tragenden Gewindegang auf.

Die Versuchsergebnisse werden zusammen mit den Versuchsergebnissen von Marten [102] an niedrig vorgespannten M 48-HV-Schrauben ( $0,15 \cdot R_{p0,2}$ ) ausgewertet und mit verschiedenen Normen verglichen. Dabei zeigt sich auch bei sehr großen HV-Schrauben eine Abnahme der Dauerfestigkeit. Diese liegt aber im Bereich der berechneten Lebensdauer nach VDI 2230 [149]. Es kann ebenfalls gezeigt werden, dass der Größeneinfluss DIN EN 1993-1-9 [39] eine konservative Einschätzung des Kerbfalles für das Konstruktionsdetail 14 darstellt.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass Schrauben einen nicht zu vernachlässigenden Größeneinfluss haben. Dieser wirkt sich besonders stark bei kleinen Durchmessern bis M 24 aus [78] [156] [46], [4, 5]. Quantitativ ist dieser Effekt experimentell abgesichert vor allem von M 8 bis M 24. Neuere Untersuchungen bis M 64 bestätigen für schlussvergütete HV-Schrauben die Erkenntnisse an kleinen Schrauben [49], [102], [155]. Ob große schlussgerollte Schrauben zusätzlich einem technologischen Größeneinfluss unterliegen, hat bisher nicht im Mittelpunkt der Forschung gestanden.

### 2.1.2. Herstellungseinfluss

Schrauben werden üblicherweise nach dem letzten Produktionsschritt benannt: schlussvergütet (SV), schlussgerollt (SG), feuerverzinkt (tZn). Das Ermüdungsverhalten wird vom Herstellungsverfahren dominiert. Das Herstellungsverfahren ist in Abbildung 2.4 mit den wesentlichen Produktionsschritten dargestellt. In der Zusammenstellung von Wiegand [160] wird der positive Einfluss



des Schlussrollens des Gewindes im Wesentlichen auf die Verfestigung des Werkstoffes beim Aufrollen sowie auf den dabei eingepprägten Druckeigenspannungszustand im Gewinde zurückgeführt. Erfolgt eine anschließende Wärmebehandlung (Vergütung), nimmt die Ermüdungsfestigkeit wieder ab. Dies wird auf den Abbau von Eigenspannungen zurückgeführt. Zusätzlich können eine Randentkohlung oder eine Zunderhaut festigkeitsmindernd wirken. Die Verbesserung der Oberfläche wird als untergeordnet betrachtet. In einer Zusammenstellung der bis 1960 wichtigsten Untersuchungen werden Gewinde von M 8 bis M 14 mit unterschiedlichen Werkstoffen und Festigkeitsklassen berücksichtigt. Der Vergleich der Untersuchungen kann nur qualitativ erfolgen, da weder die Stahlsorten noch die Mittellast bei allen Versuchsreihen gleich sind. Besonders hohe Mittellasten führen zur Abnahme der Ermüdungsfestigkeit bei schlussgerollten Gewinden.

In Untersuchungen von Thomala [143] wird unter anderem das Herstellungsverfahren des Gewindes und der Einfluss des Vorspannniveaus an M10x60 Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8 und 12.9 berücksichtigt. Die schlussvergüteten Schrauben M10x80 werden auf M10x55 gekürzt. In einem anschließenden Prozess wird das Gewinde aufgerollt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 2.5 dargestellt. Es ist zu sehen, dass bei besonders kleinen Vorspannkräften ( $0,2 \cdot R_{p0,2}$ ) schlussgerollte, hochfeste Schrauben eine deutlich höhere Lebensdauer aufweisen als schlussvergütete. Dies wird auf die Verfestigung des Werkstoffes im Gewindegrund sowie auf den dort herrschenden Druckeigenspannungszustand zurückgeführt. Mit zunehmender Vorspannung nimmt die Ermüdungsfestigkeit bei schlussgerollten Schrauben ab, bleibt aber bei üblichen Vorspannungen von  $0,6 \cdot R_{p0,2}$  deutlich höher als bei schlussvergüteten.

Der Einfluss einer Randentkohlung wird ebenfalls untersucht. Selbst starke Randentkohlungen haben keine Auswirkung auf die Dauerfestigkeit von Schrauben.

Thomalas Aussagen basieren auf einer umfangreichen Versuchsanzahl je Faktor. Es ist jedoch nicht untersucht worden, ob dieses Verhalten des Herstellungseinflusses auch bei größeren Schraubendurchmessern in gleichem Maße auftritt.

Schneider [128] beschäftigt sich mit Beanspruchung und Dauerfestigkeit von überelastisch vorgespannten Schrauben und Schraubenverbindungen. Das umfangreiche Versuchsprogramm berücksichtigt die Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9, sowie mehrere Gewindedurchmesser von M 6 bis M 16 aus mehreren Werkstoffchargen unterschiedlicher Legierungen. Es werden schlussvergütete und schlussgerollte Schrauben miteinander verglichen, sowie unterschiedliche Vorspannniveaus und -verfahren.

Die Ermüdungsfestigkeit von schlussvergüteten Schrauben bei Vorspannungen größer  $0,6 \cdot R_{p0,2}$  nimmt ab, dargestellt in Abbildung 2.5. Schlussgerollte Schrauben weisen eine deutlich stärkere Abhängigkeit von der Schraubenvorspannung auf, jedoch liegen die erreichten Dauerfestigkeiten für verschiedene Vorspannungsniveaus über denen von schlussvergüteten Schrauben. Die die Dauerfestigkeit steigernde Wirkung des überelastischen Vorspannens mit anschließender Entlastung wird bei schlussvergüteten Schrauben nicht auf die Einprägung von lastinduzierten Druckeigenspannungen zurückgeführt, sondern auf die bessere Kraftübertragung durch Plastizieren des Werkstoffes im Gewinde.

Umfangreiche Untersuchungen von Dünkel [46] u. a. an schlussvergüteten und schlussgerollten sowie feuerverzinkten M10x100-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 beschäftigen sich mit dem Herstellungseinfluss auf die Ermüdungsfestigkeit. Zusätzliche Proben an wärmebehandelten schlussgerollten Schrauben versuchen, die Auswirkung unterschiedlicher Wärmebehandlungen zu erfassen.

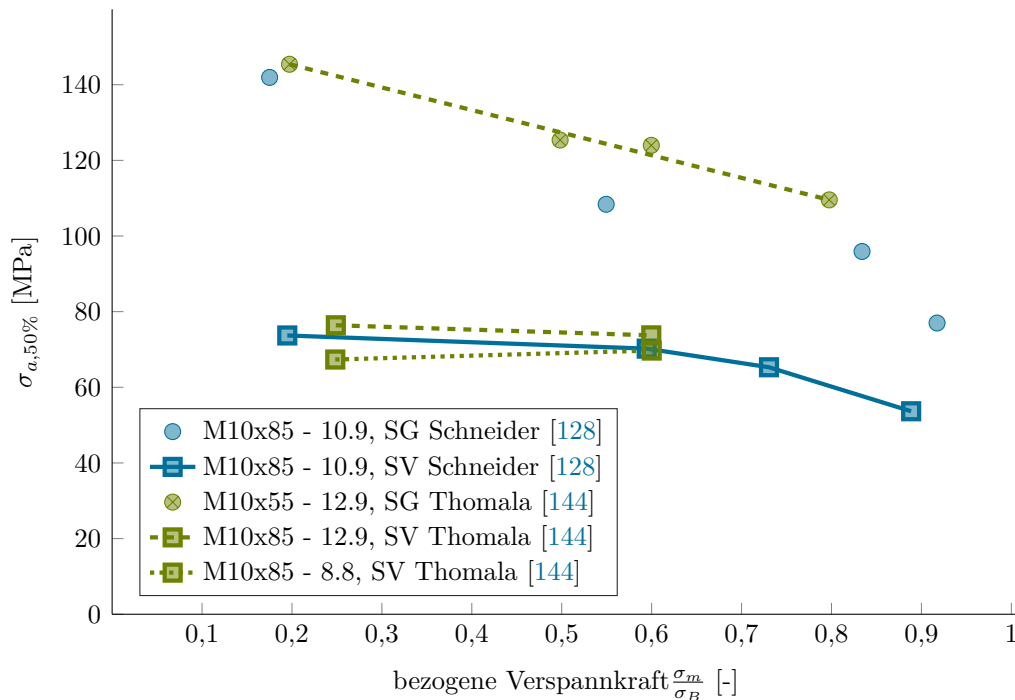


Abbildung 2.5: Dauerfestigkeit von Schrauben in Abhängigkeit von Vorspannung bei schlussgerollten und schlussvergüteten Schrauben M10x55-85, 8.8 - 12.9 (digitalisiert), nach [144] und [128]

Es kann gezeigt werden, dass die Bruchflächen von schlussgerollten Schrauben im Zeit- und Übergangsbereich sich von den Brüchen schlussvergüteter Schrauben unterscheiden. Dies wird auf das verzögerte Risswachstumsverhalten durch Druckeigenspannungen im Randbereich des Gewindegrunds zurückgeführt. In manchen Fällen kann gezeigt werden, dass Anrisse gestoppt werden. Bei schlussgerollten Schrauben treten sowohl Brüche im ersten tragenden Gewindegang als auch im Übergangsbereich zwischen Kopf und Schaft auf.

Fertigungsbedingte Eigenspannungen, besonders im oberen Zeitfestigkeitsbereich, werden stärker abgebaut. Dies wird auf eine höhere plastische Beanspruchung im Kerbgrund zurückgeführt.

Es lässt sich feststellen, dass schlussgerollte Schrauben eine deutlich höhere Lebensdauer haben als schlussvergütete. Dies wird im Wesentlichen auf den eingebrachten Druckeigenspannungszustand an der Oberfläche und die damit einhergehende Verfestigung des Werkstoffes beim Aufrollen des Gewindes zurückgeführt. Durch das nachträgliche Temperaturbehandeln beim Schlussvergüten werden der Eigenspannungszustand und die Verfestigung weitgehend abgebaut.

Zu ähnlichen Ergebnissen sind auch [157] [78] [73] [15] [70] [90] [140] gelangt. Die Frage ob diese Erkenntnisse auch auf große Schrauben übertragen werden können, hat bisher nicht die besondere Aufmerksamkeit der Forschung gefunden.

### 2.1.3. Feuerverzinkungseinfluss

Um die Korrosionsschutzeigenschaften von Schrauben zu verbessern, werden Schrauben feuerverzinkt. Im Wesentlichen wird nach der Höhe der Zinkbadtemperatur zwischen zwei Prozeduren beim Schmelztauchverfahren unterschieden [98]:

- Normaltemperaturverzinkung (NT) bei 435 °C bis 490 °C,

- Hochtemperaturverzinkung (HT) bei 530 °C bis 620 °C.

Neben der Auswirkung der Verzinkung auf die Ermüdungsfestigkeit können auch die Festigkeitseigenschaften unter zügiger Beanspruchung beim Einsatz von hochfesten Schraubenwerkstoffen Einfluss haben. Solche Auswirkungen sind in Forschungsvorhaben bereits dokumentiert [14], [139], [64]. Wenn der Verzinkungsprozess richtig eingestellt ist, kann davon ausgegangen werden, dass statische Kennwerte wie Bruchdehnung, Brucheinschnürung, Kerbschlagzähigkeit nicht beeinflusst werden und kein Risiko von Liquid Metal Assisted Cracking (LMAC) besteht [64]. Die statische Tragfähigkeit der feuerverzinkten Schraube wird durch das Abstreifen des Gewindes bestimmt, was auf die geringe Flankenüberdeckung durch die passend geschnittene Mutter zurückzuführen ist [127].

Aktuelle Untersuchungen von Bozorgian [19] erfassen systematisch den Einfluss von NT- und HT-Verzinkung von schlussvergüteten großen Schrauben. Der Schwerpunkt der Arbeit ist die Beurteilung der Risiken von LMAC infolge der Temperaturbeanspruchung beim Eintauchen in das Zinkbad für Schraubendurchmesser bis M 72. In Verzinkungsversuchen sind Temperaturgradienten ermittelt worden. Zusammen mit mechanischen Kennwerten des Grundwerkstoffes werden Temperaturspannungen simuliert. Die Simulationen zeigen, dass große Zugspannungsgradienten an der Oberfläche entstehen. Dies kann zu Rissen führen können. Diese Gefahr steigt mit der Zunahme des Durchmessers und mit der Temperatur des Verzinkungsbades. Aber HT-Verzinkungsverfahren sind bis M 48 ohne LMAC möglich. Bei Durchmessern bis M 72 ist ein Vorwärmen der Schrauben auf 250 °C für eine sichere Anwendung des Verfahrens nötig [19].

Nicht berücksichtigt sind schlussgerollte Schrauben, denn diese weisen einen Druckeigenspannungsgradienten an der Oberfläche auf, der sich mit Zugspannungen aus dem Verzinkungsprozess überlagern könnte.

Wiegand und Strigens [159] untersuchen den Einfluss der Feuerverzinkung sowohl auf statische, als auch auf zyklische Werkstoffeigenschaften an M16x120 der Festigkeitsklasse 10.9 und 4.6. Bei den Dauerschwingversuchen wird die Mittelspannung konstant bei  $0.7 \cdot R_{p0.2}$  gehalten. Der Oberflächenzustand: unbehandelt, gebeizt und feuerverzinkt wird untersucht. Es zeigt sich, dass die Dauerfestigkeit von feuerverzinkten gegenüber unverzinkten Schrauben um 13 % bis 19 % abnimmt. Dies wird auf ein beschleunigtes Risswachstum im Kerbgrund infolge von Fehlstellen in der Zinkschicht zurückgeführt. Ein Unterschied zwischen den Festigkeitsklassen kann nicht festgestellt werden.

Kloos und Schneider [86] untersuchen in einem grundlagenorientierten Forschungsvorhaben die Anwendbarkeit der Feuerverzinkung auf HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 zweier unterschiedlicher Grundwerkstoffe. Dabei werden sowohl statische als auch zyklische Versuche an schlussvergüteten M16x120 und M30x160 Schrauben mit einer konstanten Mittelspannung von  $0,7 \cdot R_{p0.2}$  durchgeführt. Hinsichtlich der Dauerfestigkeit kann gezeigt werden, dass feuerverzinkte Schrauben eine bis zu 20 % niedrigere Lebensdauer aufweisen als unverzinkte HV-Schrauben. Die Haltbarkeit ist zusätzlich vom Werkstoff abhängig. Ebenso zeigt sich, dass die Streuspanne bei feuerverzinkten HV-Schrauben kleiner ist als bei unverzinkten. Der Größeneffekt für feuerverzinkte HV-Schrauben liegt im Bereich der Werte von unverzinkten. Ähnliche Ergebnisse zeigen sich in einem weiteren Forschungsvorhaben für HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 [85]. Da nur schlussvergütete Schrauben untersucht worden sind, können keine Aussagen über schlussgerollte Schrauben getroffen werden.

Lacher [92] ermittelt eine Wöhlerkurve an 56 schlussvergüteten, feuerverzinkten M 20 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9. Die Vorspannung als konstante Mittelspannung beträgt ca.  $0,7 \cdot R_{p0,2}$ . Die Prüfkörper versagen in der Regel im ersten volltragenden Gewindegang. Bei einzelnen Prüfkörpern tritt ein Versagen im Schaft auf. Bei einer Probe tritt Abstreifen des Gewindes auf. Es zeigt sich, dass die ermittelte Dauerfestigkeit niedriger ist als die bei Wiegand und Strigens [159] festgestellte. Der Vergleich mit anderen Herstellungsarten erfolgt nicht.

Kleine schlussgerollt, feuerverzinkte Schrauben weisen nach Dünkel [46] eine starke Abhängigkeit vom Spannungsverhältnis auf, wobei diese Abhängigkeit auf das Schlussrollen zurückzuführen ist [128]. Zudem fällt die Dauerfestigkeit von feuerverzinkten oder nur im gleichem Maße wärmebehandelten Schrauben im Vergleich zu schlussgerollten ab. Teilweise kann der Rückgang der Dauerfestigkeit bei Feuerverzinkung bis auf das Niveau von schlussvergüteten Schrauben führen.

Seidel [131] versucht eine Einstufung von großen, vorgespannten, feuerverzinkten HV-Schrauben auf Grundlage einer Literaturrecherche vorzunehmen. Die Untersuchungen ergeben, dass eine Einstufung in Kerbfall 50 nicht eindeutig möglich, jedoch als ausreichende Abschätzung zu verwenden ist. Da der Untersuchung nur Durchmesser bis M 30 zugrunde liegen, ist vermerkt, dass mit einer weiteren Reduzierung der Dauerfestigkeit zu rechnen ist. Bei einer Literaturschau ist zu beachten, dass die Ermüdungsversuche nicht immer unter vergleichbaren Bedingungen durchgeführt worden sind. Besonders das Bauteil Schraube reagiert auf Veränderung der Randbedingungen sehr sensibel in Hinblick auf Herstellungsverfahren, Größe, Vorspannung und Werkstoff.

Die Arbeiten von Weber [154], [155] untersuchen die Möglichkeit einer Vereinheitlichung der betriebsfesten Auslegung von Schraubenverbindungen. Im Besonderen werden VDI 2230 [149] und DIN EN 1993-1-9 [39] betrachtet. Dabei liegt das Augenmerk auf betriebsfester Auslegung und Schadensakkumulation. Um eine Datenbasis für Blockversuche zu erhalten, werden Wöhlerversuche im Einstufenkollektiv an schlussvergüteten M 12 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 durchgeführt. Neben einer phosphatiert-geölten Oberfläche wird auch eine Feuerverzinkung untersucht. Die zyklischen Untersuchungen erfolgen im Übergangsbereich nach dem Treppenstufenverfahren und dem Probitverfahren, sowie im Zeitfestigkeitsbereich nach dem Horizontenverfahren. Die Mittelspannung ist  $0,7 \cdot R_{p0,2}$ . Für den phosphatiert-geölten Zustand beträgt die Dauerfestigkeit  $\sigma_{a,d,50} = 59$  MPa, die verzinkten HV-Schrauben liegen bei  $\sigma_{a,d,50} \approx 50$ . Für die HV-Schrauben mit verschiedenen Oberflächenbeschichtungen ist der Exponent  $k = 2,96 - 3,54$  bestimmt.

Die Versuchsergebnisse liegen leicht unterhalb der rechnerischen Lebensdauer nach VDI 2230 [149]. Dies wird auf die Besonderheit von HV-Garnituren (Bauingenieurwesen) gegenüber ISO-Garnituren (Maschinenbauwesen) nämlich das konstante Mutterhöhenverhältnis der HV-Schraube zurückgeführt. Auf Grundlage der Untersuchungen wird die Abminderung von 10 % bei HV-Schrauben für VDI 2230 [149] und eine Abminderung von 30 % für feuerverzinkte HV-Schrauben vorgeschlagen. Hierbei ist zu beachten, dass für große Schrauben nach DAST Richtlinie 021 [24] die Mutterhöhen zwischen ISO-Schrauben und HV-Schrauben identisch sind. Somit ist eine Abminderung zu prüfen.

Simonsen [136] untersucht den Einfluss von zinkbasierten Korrosionsschutzsystemen auf die zyklischen Werkstoffeigenschaften von Stählen. An schlussvergüteten, HV-schraubenähnlichen Prüfkörpern werden Wöhlerlinien ermittelt. Dabei kann gezeigt werden, dass LMAC nicht der Grund für den Abfall der Dauerfestigkeit ist. Der Abfall bei NT-Zinküberzügen ist auf Schwindrisse im Überzug nach der Feuerverzinkung zurückzuführen. Ausgehend von diesen Rissen, tritt eine Spannungsüberhöhung im Grundwerkstoff auf, die Ausgangspunkt für den Ermüdungsanriss

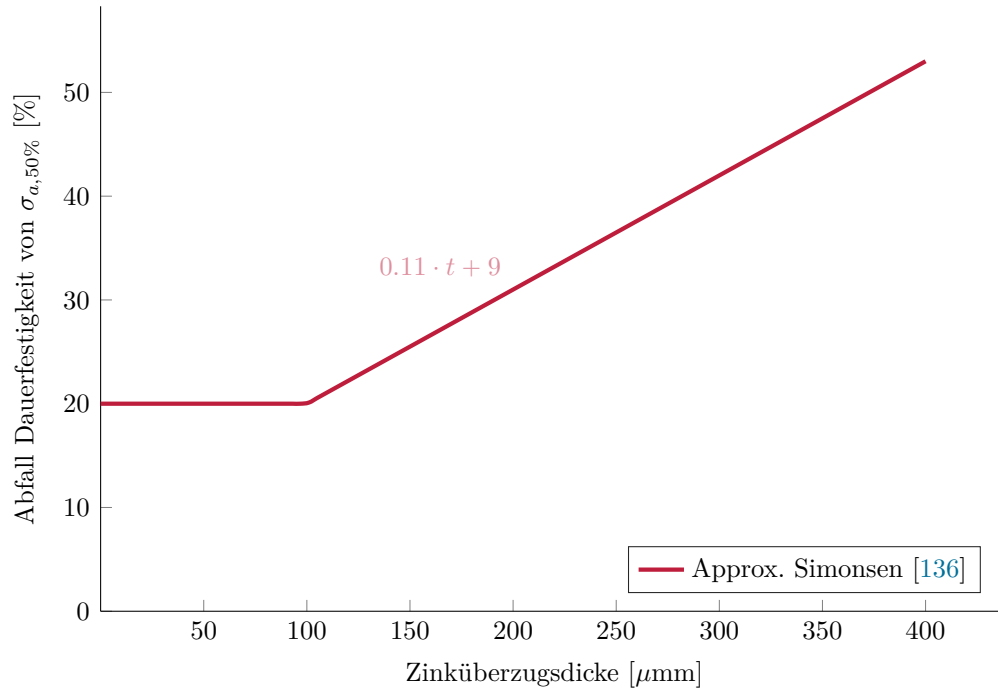


Abbildung 2.6: Prozentualer Abfall der Dauerfestigkeit in Abhängigkeit von der Zinkschichtdicke (digitalisiert), [136]

im Grundmaterial ist. Um diese These zu stützen, werden vergleichende Untersuchungen an zunächst feuerverzinkten und dann abgebeizten Prüfkörpern durchgeführt. Die Dauerfestigkeit liegt bei diesen Prüfkörpern auf dem Niveau von schlussvergüteten Probekörpern.

Auf Basis der umfangreich durchgeführten Untersuchungen ist ein Diagramm entwickelt, mit dem der prozentuale Abfall der Dauerfestigkeit in Abhängigkeit von der Zinkschichtdicke ermittelt werden kann, vgl. Abbildung 2.6. Die Ergebnisse werden mit VDI 2230 [149] verglichen, ein Vorschlag für die Berücksichtigung in der FKM-Richtlinie [56] und in DIN EN 1993-1-9 [39] wird unterbreitet.

Ohne weitere Forschungen können diese Ergebnisse nicht auf schlussgerollte Schrauben übertragen werden. Aufgrund der besonderen Probenform kann zwar der Einfluss der Feuerverzinkung gut untersucht werden, es können aber keine Aussagen über andere Einflüsse getroffen werden. Dies betrifft z. B. den Einfluss von Mehrfachkerben (mehrere Gewindegänge) und vorherrschenden Spannungsverhältnissen durch den Kontaktbereich zwischen Gewinde und Mutter sowie das Risswachstum in Eigenspannungsfeldern.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Feuerverzinkung einen negativen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben hat. Besonders bei großen, schlussvergüteten Schrauben können in Abhängigkeit vom Verzinkungsverfahren an der Oberfläche niedrige Zugeigenspannungen entstehen. Zusätzlich können, ausgehend von Mikrorissen, Spannungskonzentrationen auftreten. Sie können Ausgangspunkte für Ermüdungsrisse sein. Der Einfluss der Feuerverzinkung auf Druckeigenspannungen aus dem Gewindeherstellungsprozess und das Risswachstumsverhalten in Eigenspannungsfeldern sind bisher nicht im Zentrum der Forschung gewesen.

## 2.2. Eigenspannungen in Schrauben

Die Schädigungsentwicklung in Bauteilen infolge zyklischer Beanspruchung kann von *Eigenspannungen 1. Art* beeinflusst werden. Sie wirken über makroskopische Bereiche, über größere Werkstoffelemente homogen hinweg. Diese Spannungen stehen mit sich selbst im Gleichgewicht und überlagern sich mit äußeren Lastspannungen [118]. Für die mechanische Wirkungsweise an Nennquerschnitten sei auf Macherauch und Kloss [99] verwiesen.

Bei der Herstellung (deep rolling) von schlussgerollten Gewinden entstehen Eigenspannungen 1. Art, die sich auf die Ermüdungsfestigkeit auswirken. Im Rahmen dieser Arbeit werden Eigenspannungsentstehung (Gewinderollen), Eigenspannungsstabilität und Eigenspannungsmessung genauer untersucht.

### 2.2.1. Festwalzen

Das Gewinderollen ist dem Festwalzprozess sehr ähnlich. Hierbei werden, um positive Werkstoffeigenschaften in der Randschicht zu nutzen, plastische Oberflächenverformungen technisch gezielt eingebracht. Bei diesem Vorgang wird durch das Anpressen des Werkzeugs in die Oberfläche ein mehrachsiger Spannungszustand induziert. Aufgrund der Hertz'schen Pressung kommt es zu plastischen Deformationen in der Randschicht. Die Ausprägung des mehrachsigen Spannungszustandes ist von folgenden Parametern des Umformvorgangs abhängig [129]:

- Anpresskraft,
- Werkzeuggeometrie,
- Reibung zwischen Werkzeug und Werkstück,
- Anzahl der Überrollungen.

Das Aufrollen des Schraubengewindes erfolgt im Einstechverfahren mit beidseitigem Verschieben der Walzen. Das Werkstück ist dabei auf weiteren Rollen gelagert, damit es sich frei in Walzrichtung drehen kann. Zusätzlich erfolgt über eine Suspension eine kontinuierliche Fettung und Kühlung des Werkstückes.

Der Herstellungsprozess kann in zwei Phasen eingeteilt werden: In einem ersten Schritt erfolgt die plastische Umformung infolge der Verschiebung und Drehung der Gewinderollen. Ist die Gewinderolle vollständig in das Werkstück eingedrungen, wird einem zweiten Schritt die Verschiebung konstant gehalten und eine definierte Anzahl von Überrollungen aufgebracht.

Der Durchmesser des rohen Werkstückes ist kleiner als der Durchmesser des Gewindes. Dies kann auf die Volumenkonstanz und das Werkstoffverhalten zurückgeführt werden. Überschlägig wird der Ausgangsdurchmesser aus dem Gewindedurchmesser bestimmt:

$$d_{umf.} = d_0 - 0,67 \cdot P \quad (2.3)$$

Beim Umformvorgang ist die Gewindeflanke durch Kontakt mit der Gewinderolle seitlich gehalten. Nur der erste Gewindegang ist seitlich nicht gehalten. Um ein Ausbrechen zu verhindern, ist der Anlaufbereich des Rohwerkstückes angefast.

Das Festwalzen hat unterschiedliche Wirkungen auf das Bauteil. Neben Oberflächengüte und Eigenspannungen werden auch Randhärte, Randgefüge und Dichte verändert. Diese Eigenschaftsveränderungen beeinflussen sich gegenseitig [88].



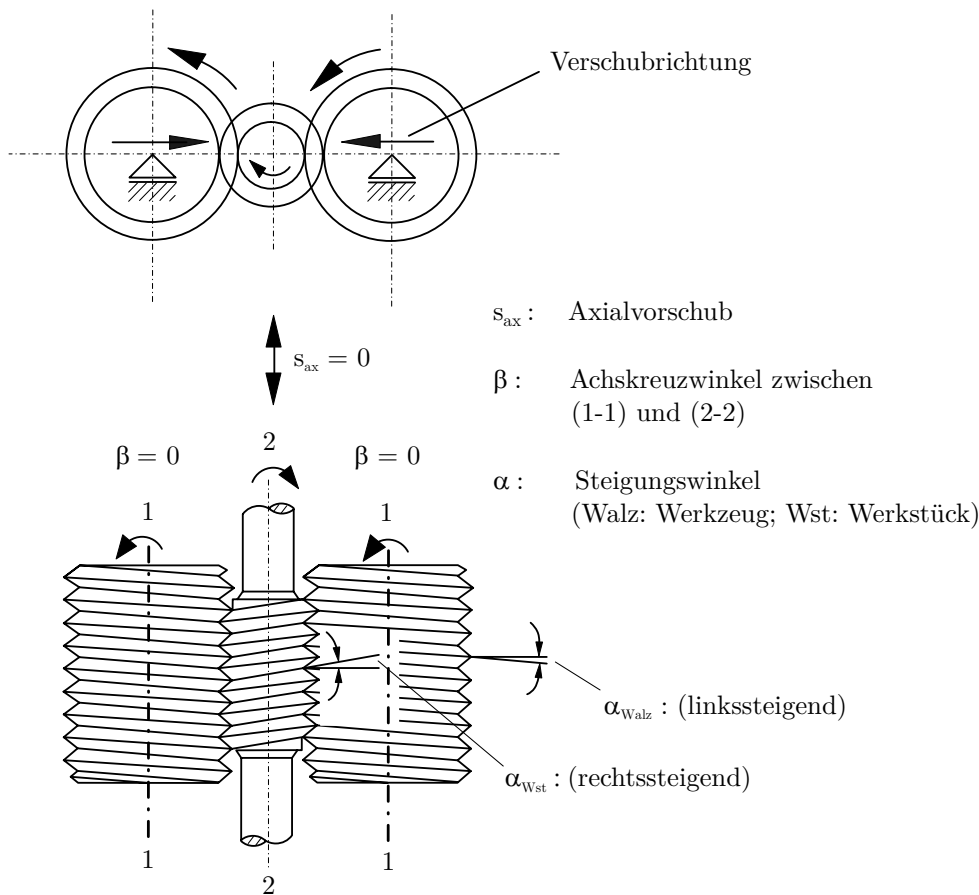


Abbildung 2.7: Einstechverfahren (digitalisiert) [81]

Die Endgeometrie wird beim Rollen direkt und in ihrer Abmessung sehr präzise erreicht. Damit geht die Bildung einer homogenen Topographie einher. Zudem wird die Kerbwirkung durch das Einprägen definierter Kerbradien verringert, die Oberflächenrauheit reduziert [129].

Bei hoher Reibung kann das Maximum des erzeugten Druckeigenspannungszustandes an der Oberfläche liegen. Bei geringer Reibung zwischen Werkstück und Werkzeug kann das Maximum auch unterhalb der Oberfläche auftreten [129], [88].

Infolge einer teilplastischen Druck-Schubverformung werden beim Walzvorgang positiv wirkende Eigenspannungsfelder mit Druckeigenspannungen in der Randschicht erzeugt. Besonders bei gekerbten Proben überwiegt der die Lebensdauer steigernde Anteil aus stabilisierten Druckeigenspannungen gegenüber dem Anteil der Werkstoffverfestigung [9], [83].

Der Walzdruck und der damit zusammenhängende Umformgrad sind im Wesentlichen für die Höhe der Eigenspannungen sowie die Eindringtiefe des Druckeigenspannungsbereichs verantwortlich. Die Eigenspannungen in axialer und tangentialer Richtung sind in Abbildung 2.8 dargestellt. Mit zunehmendem Walzdruck nehmen die Druckeigenspannungen um bis zu 40 % zu [130] [6].

Die Verfestigung, messbar über einen Härteanstieg, basiert auf den Eigenschaften der Gitterstruktur des Werkstoffgefüges. Mit zunehmendem Walzdruck nimmt die Verfestigung an der Oberfläche zu. Jedoch nähern sich die erreichten Verfestigungen an der Oberfläche mit zunehmender Tiefe an. Die Wirtiefe der Eigenspannungen ist deutlich höher als die Wirkung der Verfestigung.

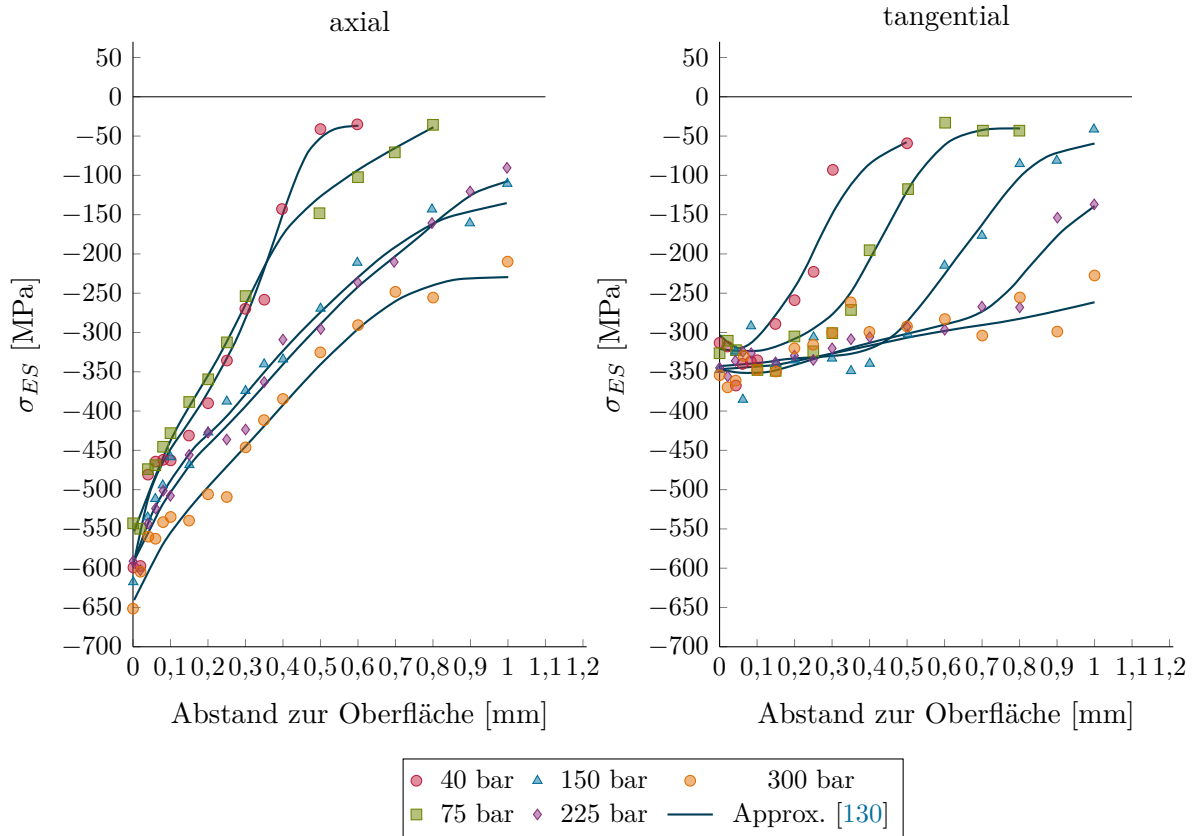


Abbildung 2.8: Eigenspannungstiefenverlauf in Abhängigkeit des Walzdruckes für den Kaltarbeitsstahl SAE1045 (C45U) (digitalisiert), [130] nach [6]

Durch den Randhärteanstieg wird die Anrissfestigkeit an der Bauteiloberfläche erhöht sowie die Eigenspannungsstabilität verbessert [130] [6] [82].

Die Härtesteigerung ist auch vom Metallgefüge abhängig; bei normalisierten Gefügen ist das Verfestigungspotential größer als bei vergüteten [82]. Bei Transmissionselektronenmikroskopie (TEM)-Aufnahmen ist zu erkennen, dass die Versetzungsdichte von vergütet, gerollten Proben gegenüber dem normalisierten Zustand nur leicht erhöht ist. Die Versetzungsanordnung, die nach dem Verformen infolge Rollen vorhanden ist, wird im Wesentlichen durch die Verteilung der Karbide bestimmt, die die Bildung der Versetzungen behindert [97] [130].

Durch das Festwalzen ist eine Umwandlung des Gefüges möglich. Die martensitische Umwandlung des Restaustenits einsatzgehärteter Gefüge kann durch Festwalzen erfolgen. Dies geht mit einem Härteanstieg einher [82].

Das Festwalzen wirkt sich bei gekerbten Bauteilen auf die Ermüdungseigenschaften besonders positiv aus. Im Wesentlichen ist dies auf die Druckeigenspannungen und den Härteanstieg in der Kerbe zurückzuführen. Bei gekerbten Proben ist das Umlagerungsvermögen infolge der inhomogenen Spannungsverteilung größer als bei ungekerbten Proben. Bei festgewalzten Proben ist ein Anriss im Inneren des Bauteiles möglich, da hier besonders niedrige Spannungsgradienten das Umlagerungsvermögen vermindern [82].

Eingebrachten Druckeigenspannungen führen bei ungekerbten Proben zur Verschiebung der Mittelspannung. Sie ist in Abhängigkeit der Mittelspannungsempfindlichkeit des Werkstoffs für die



Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit verantwortlich. Bei gekerbten Bauteilen können ebenfalls Anrisse auftreten. Allerdings wird die Rissgeschwindigkeit infolge der Eigenspannungen stark herabgesetzt. Dies ist auf den mehrachsigen Spannungszustand in der Kerbe zurückzuführen. Der Riss wird überdrückt, eine kritische Spannung an der Rissspitze wird nicht erreicht [82]. Dieses Verhalten ist von Strigens [142] nachgewiesen. Die Lebensdauer von verfestigten gekerbten Proben mit ansteigender Dehngrenze vergüteter Werkstoffe nimmt zu. Sie wirkt sich vor allem auf zyklisch stabile Druckeigenspannungen aus.

### 2.2.2. Eigenspannungsstabilität

Der Abbau von Makroeigenspannungen (Eigenspannungsrelaxation) in umgeformten Stählen kann durch mechanische oder thermische Beanspruchungen hervorgerufen werden:

Für den Abbau von Eigenspannungen durch Temperatureinwirkung ist die Solidustemperatur entscheidend. Oberhalb der Rekristallisationstemperatur ( $T > 0.5 \cdot T_S$  in Kelvin) werden infolge der Kornneubildung die vorhandenen Eigenspannungen durch Rekristallisation vollständig abgebaut [129]. Bei Wärmebehandlung unterhalb der Rekristallisationstemperatur verringern sich Eigenspannungen durch mikroplastische Deformationen. Die Höhe des Eigenspannungsabbaus wird durch die Temperatur und in geringerem Maße von der Haltezeit bestimmt [151]. In guter Näherung kann dieser Abbau mit der Zener-Wert-Avrami-Funktion dargestellt werden [130] [100]; [68] [79]:

$$\frac{\sigma_{ES}(t, T)}{\sigma_{ES}(t = 0)} = \exp \left( - \left( C \cdot t \cdot \exp \left( \frac{\Delta H_A}{kT} \right) \right)^m \right) \quad (2.4)$$

In dieser Formel wird der Ausgangseigenspannungszustand  $\sigma_{ES}$  des Werkstoffes vor der thermischen Beanspruchung in Bezug gesetzt zum Resteigenspannungszustand  $\sigma_{ES}(t, T)$ . Dies geschieht mit einem Exponentialansatz auf Grundlage der Aktivierungsenthalpie  $\Delta H_A$  des geschwindigkeitsbestimmenden Vorgangs, der Geschwindigkeitskonstante  $C$ , der Boltzmannkonstante  $k$  und des Exponenten  $m$ .

Untersuchungen zum thermischen Eigenspannungsabbau basieren hauptsächlich auf wiederholenden Eigenspannungsmessungen vor und nach einer isothermen Auslagerung bei unterschiedlichen Kombinationen aus Haltezeit und Glüh Temperatur. Die Messungen belegen, dass der Werkstoffzustand wesentlichen Einfluss auf die thermische Eigenspannungsstabilität hat. Beispielsweise zeigen kugelgestrahlte Proben aus Ck45 im vergüteten und gehärteten Zustand stärkeren Eigenspannungsabbau als im normalisierten Zustand. Grund ist die unterschiedliche Versetzungsstruktur [66].

Modellhaft werden beim Eigenspannungsabbau unter zyklischer Beanspruchung vier Fälle unterschieden [130]:

1. Liegt die Beanspruchung unterhalb der statischen oder zyklische Streckgrenze, tritt kein Eigenspannungsabbau auf.
2. Wird die zyklische, aber nicht die statische Streckgrenze überschritten, tritt kontinuierlicher Abbau der Eigenspannungen auf.

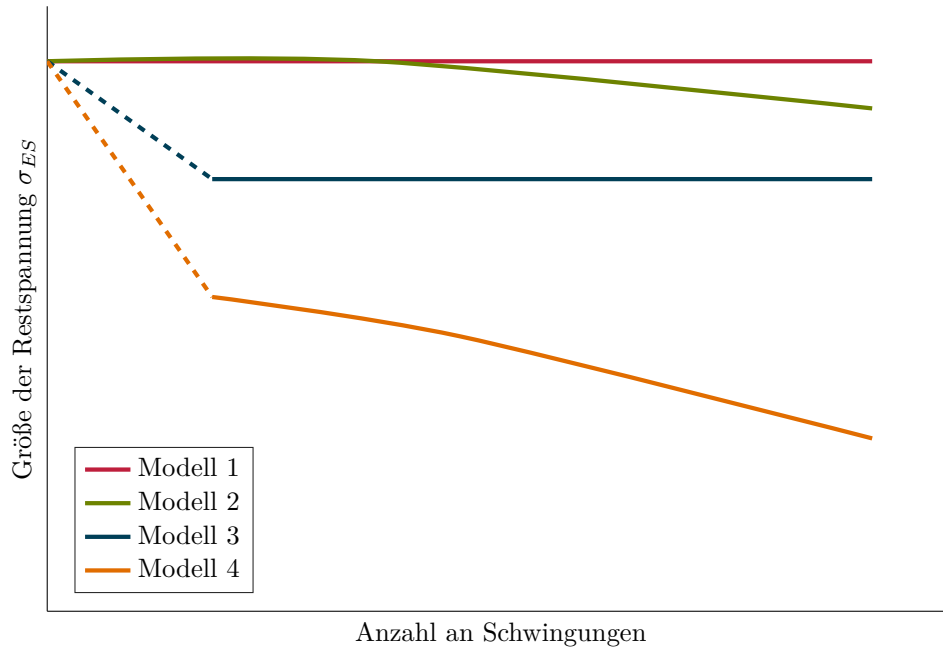


Abbildung 2.9: Modelle zum Abbau von Eigenspannungen (digitalisiert) [130]

3. Wird die statischen Streckgrenze im ersten Lastwechsel überschritten, wird die Eigenspannung abgebaut. Für die folgenden Lastwechsel bleibt die Beanspruchung unterhalb der statischen oder zyklischen Streckgrenze, es erfolgt kein weiterer Eigenspannungsabbau.
4. Wird die statische Streckgrenze im ersten Lastwechsel überschritten, sowie die zyklische Streckgrenze in den folgenden Lastwechseln, findet ein kontinuierlicher Abbau der Eigenspannungen statt.

Lu, Scholtes und Macherauch [97] zeigen, dass die Druckeigenspannungen aus dem Rollprozess durch anschließendes Strahlen (shot-peeling) negativ beeinflusst werden. Sie stellen dar, dass an AISI41440 Stahl, sowohl im normalisierten, als auch im vergüteten Zustand, infolge des Strahlens ein Eigenspannungsabbau auftritt. Die Verfestigung des Werkstoffes nimmt zu.

Vöhringer und Wohlfahrt [151] beschreiben das generelle Verhalten von Eigenspannungen unter zügiger und zyklischer Beanspruchung. Eigenspannungsabbau ist zu erwarten, wenn die Summe aus Last- und Eigenspannungen die Streckgrenze des Werkstoffes (theoretisch) überschreitet. Als Fließkriterium für eine zügige Beanspruchung gilt die daher die zügige Streckgrenze. Für zyklische Beanspruchungen gilt die zyklische Streckgrenze. Zyklischer Eigenspannungsabbau tritt ein, wenn der Werkstoff zyklisch entfestigt. Eigenspannungen sind stabil, solange die maßgebende Fließgrenze nicht überschritten wird.

Der Verfestigungsmechanismus des Werkstoffes beeinflusst bei umgeformten und oberflächenbehandelten Bauteilen in erheblichem Maß die Eigenspannungsstabilität. Bei kinematischer Verfestigung wird die Fließgrenze bei Richtungsumkehr der Beanspruchung herabgesetzt. Der *Bauschinger-Effekt* ist für verfestigte Werkstoffzustände gut belegt [150]. Umgeformte Bauteile weisen in der Randschicht Druckeigenspannungen auf, jedoch tritt der Abbau der Eigenspannungen bei Zugbeanspruchung bereits bei geringeren Lastspannungen ein als bei Druckbeanspruchung.

Für festgewalzte Bauteile sind thermische und zyklische Eigenspannungsstabilität von Nikitin und Besel [110] untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass Eigenspannungen mit zunehmender

Glühtemperatur abgebaut werden. Eine Verlängerung der Haltezeit bewirkt bei niedriger Temperatur (200 °C) nur geringfügig stärkeren Eigenspannungsabbau. Bei Erreichen der Spannungsarmglühtemperatur (600 °C) tritt ein deutlich stärkerer Abbau bis auf etwa 25 % der Ausgangseigenspannungen auf. Die Halbwertsbreiten als qualitatives Maß für den Verfestigungszustand spiegeln dies wider. Auch eine zyklische Wechselbeanspruchung ( $R = -1$ ) bei einer Spannungsamplitude von 350 MPa führt zu kontinuierlichem zyklischen Eigenspannungsabbau.

Den Einfluss der Mehrachsigkeit auf den Eigenspannungsabbau an Vergütungsstählen beschreibt das Modell nach Bergström und Ericsson [13]. Bei mehrachsigen Spannungszuständen ist die Fließkurve im Spannungsraum maßgebend. Der Eigenspannungsabbau kann auf Grundlage der Gestaltänderungsenergiehypothese abgeschätzt werden. Die Kerbwirkung hat ebenfalls Einfluss auf die Eigenspannungsstabilität [12].

Zusammenfassend ist festzustellen: Thermischer Eigenspannungsabbau hängt hauptsächlich von zwei Faktoren ab: von der Maximaltemperatur und von der Haltedauer des Prozesses. Der Eigenspannungsabbau unter Last hängt im Wesentlichen von der Höhe der eingebrachten Eigenspannungen, der Beanspruchungsamplitude, der Mittelspannung, der Kerbwirkung, sowie den Werkstoffeigenschaften ab [130].

### 2.2.3. Eigenspannungsmessungen an Schrauben

Hagiwara, Nakahara und Yoshimoto [61] führen Eigenspannungsmessungen mit Röntgendiffraktometrie an unbelasteten und belasteten, schussgerollten und schlussvergüteten M10x65 8.8 Schrauben durch. Das Messvolumen der Eigenspannungsmessungen beträgt  $0,5 \times 0,5$  mm und wird mit der *method of stepped scanning* mit parabolischer Approximation durchgeführt. Die so ermittelten Eigenspannungen werden mit dem zerstörungsbehafteten Eigenspannungsmessungen nach dem Heyn-Bauer-Verfahren verglichen.

Im Gewindegrund liegen Druckeigenspannungen nahe der Oberfläche vor. Die Eigenspannungen von schlussgerollten Gewinden sind größer als die von schlussvergüteten. Infolge einer Ermüdungsbeanspruchung ist ein Abbau der Eigenspannungen zu erkennen. Die Eigenspannungsmessungen werden im Abstand von 1 mm durchgeführt. Zu bedenken ist: Bei einer Gewindesteigung von 1,5 mm und einem Messbereich von 0,5 mm ergibt sich jeweils nur ein Messpunkt an Flankenspitze, Flanke und Gewindegrund. Es sind nur 4 Diffraktionswinkel  $\psi$  ermittelt worden. Besonders im Gewindegrund ist mit starken Gradienten der Eigenspannung zu rechnen. Insgesamt ist es fraglich, ob damit der Eigenspannungsverlauf ausreichend genau bestimmt ist.

Hasselmann und Speckhardt [64] beschäftigen sich mit LMAC an feuerverzinkten HV-Schrauben. Mit Hilfe der Röntgendiffraktometrie werden die axialen Eigenspannungen im Übergangsbereich von Kopf und Schaft bestimmt. Es werden keine näheren Angaben zum Messverfahren gemacht. Üblich sind bei diesem Verfahren kleinere Messtiefen. Die Messungen erfolgen an Schrauben mit Durchmessern von M 24 bis M 56 der Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 von verschiedenen Herstellern. Die Ergebnisse zeigen, dass im unverzinkten Zustand an der Oberfläche Druckeigenspannungen vorliegen, die nach innen hin abnehmen. Dies wird auf das Reinigungsstrahlen beim Herstellungsprozess zurückgeführt. Eigenspannungsmessungen nach dem Niedertemperaturverzinken 455 °C zeigen, dass die Druckeigenspannungen weitestgehend abgebaut sind. Zugeigenspannungen liegen an der Oberfläche vor. Bei den Proben, die einer Hochtemperaturverzinkung von ca. 555 °C unterzogen worden sind, zeigt sich ein ähnliches Ergebnis: Die zurückbleibenden

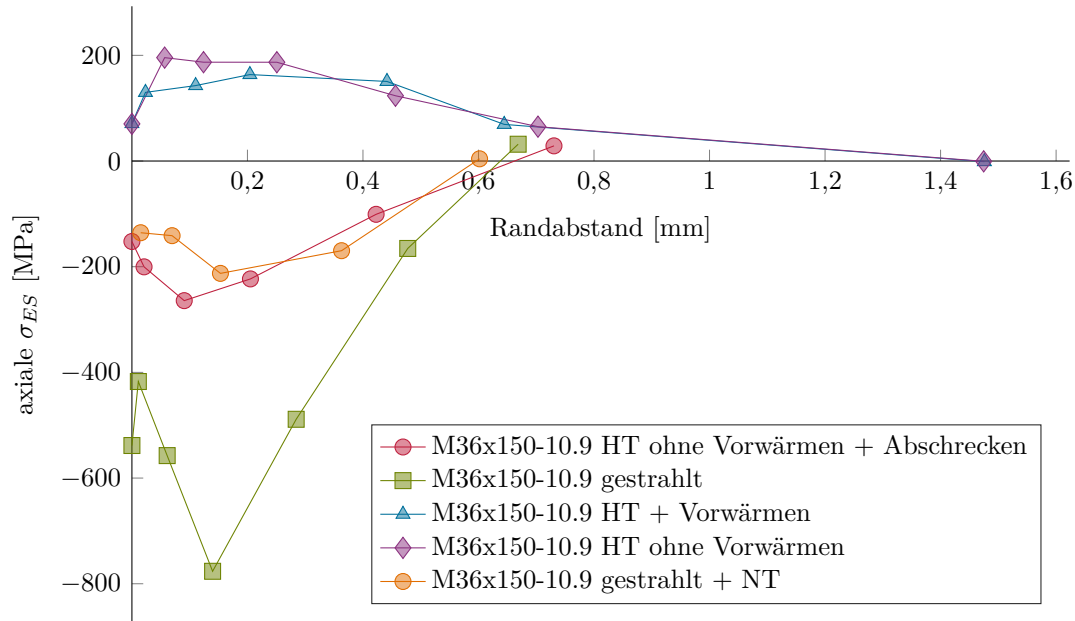


Abbildung 2.10: Eigenspannungsmessung vor und nach dem Feuerverzinken am Kopf-Schaft-Übergang (digitalisiert), Hasselmann und Speckhardt [64]

Zugeigenspannungen sind höher als nach einer Niedertemperaturverzinkung, besonders bei großen Gewindedurchmessern.

Stephens u. a. [140] untersuchen den Einfluss des Herstellungsverfahrens von Gewinden in Hinblick auf verschiedene Vorbelastungen. Dabei liegt das Augenmerk auf schlussgerollten und schlussvergüteten 3/8" UNRC-16 (Regelgewinde) und 3/8" UNRF-24 (Feingewinde) Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8. Im Rahmen der Untersuchungen werden Eigenspannungsmessungen an belasteten und unbelasteten Schrauben durchgeführt. Im Gewindegrund werden die Eigenspannungen mit der Röntgendiffraktometrie bis zu einer Eindringtiefe von 1,5 mm gemessen. Vor der Messung werden einzelne Gewindezähne abgedreht, die Oberfläche wird anschließend elektrochemisch poliert. So sind die schlussvergüteten Schrauben nahezu eigenspannungsfrei. Schlussgerollte Schrauben weisen an der Oberfläche Druckeigenspannungen in axialer Richtung von  $-500$  MPa auf. Die Werte fallen mit einem steilen Gradienten schnell nach innen hin ab. In transversaler Richtung betragen die Druckeigenspannungen bis zu  $-1000$  MPa. Das Maximum liegt nicht an der Oberfläche, sondern in einer Tiefe von  $50 \mu\text{m}$  bis  $250 \mu\text{m}$ .

An einer schlussgerollten Schraube, die zyklisch mit 50.000 Lastwechseln bei einer Amplitude  $\sigma_a = 78$  MPa im Zugschwellbereich belastet worden ist, kann an der Oberfläche kein Abfall der axialen Eigenspannungen festgestellt werden, in transversaler Richtung ist ein Abbau der Eigenspannung von 50 % zu erkennen [140].

Für die Beurteilung der Qualität der Messung fehlen wichtige Angaben zu Anzahl der gemessenen Kippungen und zur Streuung des Verfahrens. Infolge des Abdrehens der Gewindeflanken vor der ersten Eigenspannungsmessung ist nicht auszuschließen, dass der Zustand der Ausgangseigenspannung gestört ist. Besonders die stark unterschiedlichen Werte der Wiederholungsmessung an schlussgerollten Gewinden deuten darauf hin. Die Eigenspannungsmessungen an schlussvergüteten Gewinden decken sich mit den Erfahrungen anderer Forschungsgruppen [103], [164].

Eigenspannungen an schlussvergüteten M 48 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 aus unterschiedlichen Stadien des Herstellungsprozesses werden von Marten [102] ermittelt. Dabei wird

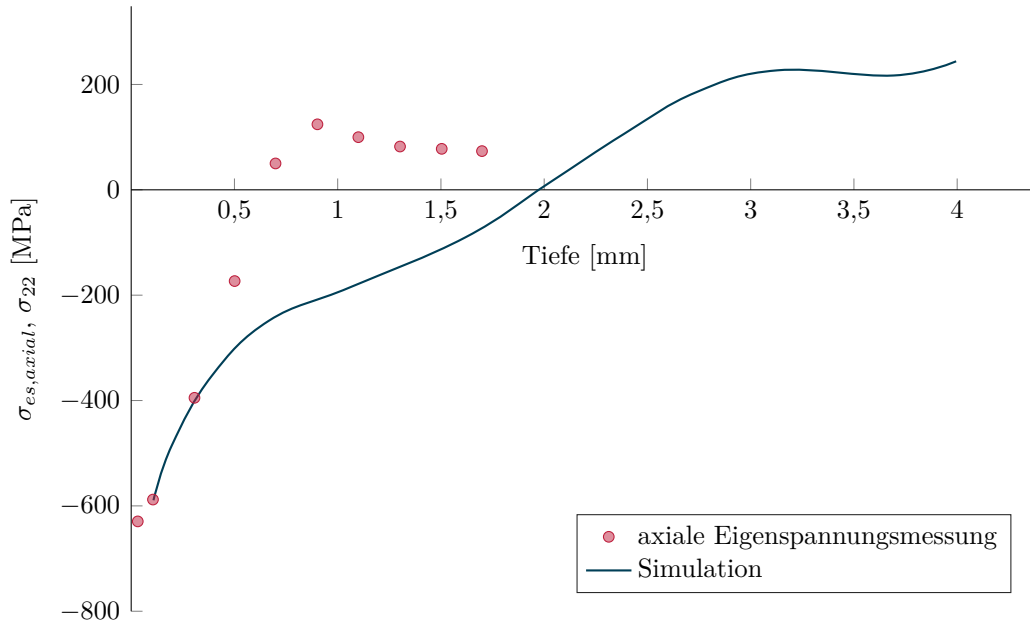


Abbildung 2.11: Gemessene axiale Eigenspannung einer schlussgerollten Schraube M 10 8.8 (digitalisiert), [52]

das Abdrehverfahren nach Sachs [116] verwendet. Da die Eigenspannungen am Ausgangsmaterial im Bereich der Streuung des Verfahrens bei Null liegen, geht der Autor von einem eigenspannungsfreien Zustand aus. Für den Herstellungszustand gerollt, unvergütet wird ein Eigenspannungsgradient mit maximaler Druckeigenspannung von  $\sigma_{ES,axial,max} = 75 \text{ MPa}$  ermittelt. Auch für die beiden Fertigungszustände schlussvergütet und schlussvergütet, feuerverzinkt (NT) kann von einem eigenspannungsfreien Zustand ausgegangen werden.

Der ermittelte Verlauf der Eigenspannungen für gerollt, unvergütete Gewinde erscheint plausibel. Es ist jedoch anzumerken, dass die Eigenspannungswerte durch Bearbeitungsschritte aus der Messvorbereitung beeinflusst sind. Denn die Ausgangslänge der Probe ist vor dem Abdrehen des Gewindes nicht bestimmt worden. Messungen sind erst nach dem Abdrehen der Gewindezähne erfolgt [102].

Fares [52] untersucht die Ermüdungsfestigkeit von schlussgerollten und schlussvergüteten M 10 Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 aus dem Werkstoff 42CrMo4. Eigenspannungssimulation und Eigenspannungsmessergebnisse in axialer Richtung sind in Abbildung 2.11 dargestellt. Der Tiefenverlauf der Eigenspannung ist mit einer besonderen Methode der Röntgendiffraktometrie bestimmt worden. Referenzprobe ist eine schlussvergütete Schraube. Es finden sich keine Angaben zum Bragg-Winkel  $\theta_0$ , zur Messvolumengröße und zum allgemeinen Messablauf. Die Streuung der Ergebnisse wird nicht quantifiziert. Außerdem wird angenommen, dass die tangentialen und radialen Komponenten der Spannung vernachlässigt werden können. Die Ergebnisse sind an der Oberfläche in axialer Richtung in der selben Größenordnung wie bei Stephens u. a. [140]. Letztere zeigen jedoch, dass die tangentialen Anteile der Spannung zu berücksichtigen sind. Die axiale Spannungskomponente der Simulation stimmt mit dem gemessenen Verlauf der Eigenspannung an der Oberfläche gut überein. Allerdings erreicht die Simulation das Maximum an der Oberfläche, was Messungen von Stephens u. a. entgegen steht.

Es bleibt festzustellen, dass bei Eigenspannungsmessungen an Schrauben eine heterogene Datenlage vorliegt. Eigenspannungsmessungen an kleinen Schrauben beschränken sich im Wesentlichen

auf den Unterschied zwischen schlussgerollt oder schlussvergütet. Dieser Fokus hängt damit zusammen, dass eine Betrachtung von feuerverzinkten Schrauben mit Röntgendiffraktometrie nur eingeschränkt möglich ist.

Bei schlussgerollten Schrauben liegen im Gewindegrund Druckeigenstressungen vor, die schnell abfallen. Das Maximum wird unterhalb der Oberfläche erreicht. Unter Last werden Eigenstressungen teilweise abgebaut. Die Messungen weisen quantitativ große Unterschiede auf. Dies ist auf Randbedingungen der Messung, sowie teilweise unklare Schritte bei der Herstellung der Schrauben zurückzuführen. Die Datenlage an Eigenstressungstiefenverläufen von schlussgerollten Gewinden ist sehr dünn und unvollständig.

Um eine quantitative Bewertung von Eigenstressungsentstehung und Eigenstressungsrelaxation an schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten Schrauben vorzunehmen, muss eine umfassende Datengrundlage erst noch erstellt werden.

### 2.3. Modellierung des Ermüdungsverhaltens von Schrauben

Seybold [132] untersucht mit Hilfe von umfassenden FE-Simulationen die örtliche Beanspruchung von vorgespannten Schraubenverbindungen. Er vergleicht axialsymmetrische und dreidimensionale Modelle von Gewindeverbindungen. Parameterstudien beziehen die Vorspannkraftverteilung in der Schraube, den Größeneinfluss, Toleranzen, Einschraubtiefe und Temperatureinwirkung ein.

Mit dem Kerbdehnungskonzept wird die Lebensdauer der Schraube berechnet. Ausgehend von der Zyklischen-Spannungs-Dehnungs-Kurve ZSDK werden Lage und Größe der Hysterese im Spannungs-Dehnungsraum bestimmt. Mit Hilfe des Schädigungsparameters  $P_{SWT}$  [137] ist die Anrisslebensdauer zu berechnen. Der Einfluss der Mittelspannung auf die Schädigung wird mit der plastischen Stützzahl  $\nu_\sigma$  auf Grundlage der FKM-Richtlinie [55] nach Siebel und Stieler [134] erfasst. Die verwendeten Werkstoffkurven basieren zu Teil auf eigenen Versuchen, zum Teil auf den Untersuchungen von Thomala [143]. Aus dessen Untersuchungsergebnissen wird der Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  abgeleitet. Die Parameter der ZSDK werden nicht angegeben.

Die Untersuchungen zu Gewindefeinheit, Größen- und Werkstoffeinfluss sowie zur Belastungsgeschichte zeigen, dass das gewählte Modellierungskonzept die Ermüdungsfestigkeit von Gewinden qualitativ wiedergeben kann. Um auch die quantitative Ermittlung der Dauerfestigkeit zu ermöglichen, ist eine genauere Berücksichtigung der Mittelspannung im Schädigungsparameter erforderlich [132].

In zwei Publikationen berechnet Schneider [125], [126] mit einem Kerbdehnungskonzept die Lebensdauer von Schraube-Mutter-Verbindungen unter niedriger und hoher Vorspannung. Dabei wird ein mehrstufiger Ansatz aus statischer und zyklischer Spannungs-Dehnungskurve verwendet. Über eine FE-Simulation mit statischer Spannungs-Dehnungs-Kurve wird die Oberspannung des ersten Belastungszyklusses berechnet. Die gesamte Hysterese eines Lastschrittes wird mit dem kinematischen Anteil des Werkstoffmodells nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] bestimmt. Diese Hysterese entspricht in Form und Größe dem lokal stabilisierten Werkstoffzustand. Daraus wird die Dehnungsamplitude ermittelt. Sie bildet die Grundlage für einen dehnngeregelten zyklischen Werkstoffversuch unter hoher Mitteldehnung ( $R > 0$ ) an einer glatten Werkstoffprobe. Die dabei auftretende Differenz zwischen der Zyklischen-Spannungs-Dehnungs-Kurve und dem Versuch wird zur Bestimmung der Mittelspannungsrelaxation verwendet. Die stabilisierte Hysterese wird um den ermittelten Wert der zuvor bestimmten Oberspannung verschoben. Mit



Hilfe eines Schädigungsparameters wird die Anrisslebensdauer berechnet. Zur Beschreibung der Schädigung des Werkstoffes werden zwei Schädigungsparameter ( $P_{SWT}$ ,  $P_J$ ) untersucht und mit Experimenten an kleinen Schrauben (M 10 bis M 16) verglichen.

Marten [102] untersucht die Modellierung von HV-Schrauben und verwendet als Vergleichsparameter die elastische Kernformzahl. Er zeigt, dass die Kerbformzahl für ein axialsymmetrisches Modell ca. 10 % geringer ist als bei einem dreidimensionalen Volumenmodell. An drei axialsymmetrischen Modellen wird der Einfluss der Lagerungsbedingung der HV-Schraube untersucht, vor allem der Einfluss des Klemmpaketes, der Mutter und der Einfluss der direkten Lagerung der Mutter. Eine direkte Lagerung der Mutter führt zu einer Rotationsbehinderung und somit zu einer deutlichen Erhöhung der Kerbformzahl gegenüber den anderen beiden Varianten. Hingegen ist der Einfluss eines Klemmpaketes gegenüber einer Lagerung mit Mutter klein. Es werden auch Untersuchungen zur Flankenüberdeckung und zum Einfluss der Reibung im Gewindekontaktbereich durchgeführt. Diese Faktoren haben nur einen geringen Einfluss auf die Kerbformzahl. Die Resultate der verschiedenen Parameterstudien werden u.a. mit Seybold [132] verglichen und diskutiert.

Olveda u. a. [113] untersuchen an M 16 Schraube-Mutter-Verbindungen sowie an Düsenspannmutter-Verbindungen aus den Werkstoffen 34CrNiMo6 und EN AW-6082 T6 die Ermüdungsfestigkeit. Dabei werden zwei Ansätze für die Bewertung nach dem Kerbdehnungskonzept verfolgt: Zum einen das formulierte Konzept nach Schneider [125], zum anderen ein Konzept zur Erfassung des transienten Werkstoffverhaltens. Bei letzterem wird die stabilisierte Hysterese sowohl mit dem Werkstoffmodell nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] als auch mit dem Werkstoffmodell nach Döring [45] bestimmt. Allerdings wird bei den Untersuchungen mit dem Werkstoffmodell nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] nur der kinematische Anteil betrachtet. Das Ver- und Entfestigungsverhalten wird nur nach dem Modell von Döring [45] bewertet. Zur Bestimmung der Anrisslebensdauer wird der  $P_J$ -Schädigungsparameter herangezogen. Daraus ergibt sich: Im ersten tragenden Gewindegang tritt eine Kombination aus zyklischer Entfestigung und Mittelspannungsrelaxation auf. Mit dieser Erkenntnis wird das Modell von Schneider [125] erweitert. Das erweiterte Modell berücksichtigt hohe Mittellasten mit dem Ansatz nach Hoffmann und Seeger [67] sowie niedrige Mittellasten nach dem Verfahren nach Landgraf und Chernenkoff [93]. Eigenspannungen aus dem Herstellungsprozess sind nicht berücksichtigt, da nur schlussvergütete Gewinde betrachtet worden sind.

Schaumann, Eichstädt und Stang [123] wenden das Kerbdehnungskonzept von Schneider [125] auf große, schlussvergütete HV-Schrauben an. Aber im Gegensatz zu Schneider [125] werden die Zyklische-Spannungs-Dehnungs-Kurve (ZSDK) und die Dehnungswöhlerlinie (DWL) mit dem Incremental Step Test (IST) nach dem Konzept von Vormwald und Seeger [152] bestimmt. Dabei wird der IST an zwei Proben durchgeführt: Die Amplitudenblöcke unterscheiden sich um den Faktor 2. Reihenfolgeeffekte aus der Bestimmung der zyklischen Werkstoffkennwerte werden nicht berücksichtigt. Die ermittelte DWL aus dem IST wird mit der im Single Step Test (SST) aus dem selben Grundmaterial gewonnenen DWL verglichen: Im Bereich von kleinen ( $N > 10^5$ ) und großen ( $N < 10^3$ ) Dehnungsamplituden ist im Kurvenverlauf der Unterschied der beiden Testmethoden deutlich erkennbar. Dieses Ergebnis erklären die Autoren mit Unterschieden in der Werkstoffantwort der Testmethoden. Die berechnete Anrisslebensdauer wird mit Versagenswöhlerlinien [122] verglichen. Der Schädigungsparameter  $P_J$  liefert eine bessere Abschätzung der Wöhlerlinien als der Schädigungsparameter  $P_{SWT}$ . Dies erklären die Autoren mit der besseren Erfassung der Mittelspannungsabhängigkeit durch den  $P_J$ -Parameter.

Der aktuelle Stand ist: Untersuchungen an Schraubenverbindungen verwenden örtliche Kerbdehnungskonzepte. Diese basieren auf zyklischen Werkstoffkennwerten. Für die Erfassung der Schädigung werden phänomenologische Schädigungsparameter verwendet. Dabei wird meist das transiente Werkstoffverhalten versuchsgestützt abgeschätzt. Die Berechnung von schlussgerollten Gewinden mit einem Kerbdehnungskonzept hat bislang nicht im Fokus der Forschung gestanden.

### 2.4. Modellierung des Umformvorgangs von Schrauben

Martin [106] untersucht mit FE-Methoden die Modellierung des Rollprozesses von Gewinden. Schwerpunkte sind die Erstellung des Netzes und dessen Entwicklung während der Simulation. Es wird ein implizites zweidimensionales Berechnungsmodell mit ebenem Dehnungszustand verwendet, das große Deformationen und bilineares elastisch-plastisches Materialverhalten berücksichtigt. Aufgrund großer Verformungen treten starke Verzerrungen der Elemente auf. Um dies zu verhindern, werden im Ausgangsnetz die Elemente mit entgegengesetzter Verzerrung eingefügt, die sich im Verlauf der Simulation wieder abbaut. Im Gewinde entstehen in axialer Richtung große Druckeigenstressspannungen, diese überlagern sich mit den Spannungen aus der äußeren Belastung. Sie verbleiben für das Lastniveau im Druckbereich.

Die berechneten Spannungen aus dem Umformungsprozess werden nicht mit gemessenen Eigenstresspannungen verglichen. Die Beurteilung erfolgt nur über Last- und Zeitkonvergenz. Wesentliche Phänomene, wie Bauschinger-Effekt sowie Ver- und Entfestigung werden im Werkstoffmodell nicht berücksichtigt.

Fares [52] simuliert mit einem dreidimensionalen expliziten Modell einen abstrahierten Umformprozess von schlussgerollten M 10 Schrauben. Dafür wird ein elastisch-plastisches Werkstoffmodell verwendet, Ver- und Entfestigung werden nicht berücksichtigt. Wesentliche Parameter wie Elementtyp und Zeitschritt werden nicht angegeben, die Energieverläufe der Simulation nicht betrachtet. Somit kann die Qualität der Simulation nicht beurteilt werden. Eine Validierung der axialen Eigenstresspannungen erfolgt über den Vergleich der berechneten Spannung mit dem gemessenen Eigenstresspannungstiefenverlauf. Im oberflächennahen Bereich des Gewindegrunds werden die Spannungen gut wiedergegeben, vgl. Abbildung 2.11.

Furukawa und Hagiwara [58] untersuchen den Einfluss von Eigenstresspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben. An einem zweidimensionalen FE-Modell (ebener Dehnungszustand) wird die Entstehung der Eigenstresspannung analysiert. Um die Rechenzeit niedrig zu halten, werden nur drei Gewindegänge simuliert. Die Belastung durch die Rolle wird in Be- und Entlastungsphasen mit 11 Schritten aufgebracht. Die Form der Belastung ist eine Annäherung an die tatsächliche Herstellungssituation, denn beim Einstechverfahren entstehen kurze Be- und Entlastungsphasen in Abhängigkeit vom Rollendurchmesser und dessen Drehgeschwindigkeit. Die elastische Rückfederung in der Entlastungsphase und die anschließende Belastung führen zu einer zyklischen Beanspruchung des Materials. Allerdings berücksichtigt das verwendete Werkstoffmodell nur monotonen Werkstoffverhalten.

Die Ergebnisse der Simulation werden mit Eigenstresspannungsmessungen verglichen. Ein zweidimensionales Simulationsmodell kann die Eigenstresspannungen akzeptabel wiedergeben. Die Autoren vermerken, dass ein dreidimensionales Modell die Spannungen besser wiedergeben könnte. Sie vermuten, dass es beim Kontakt der Rollen durch Reibung zur Beeinflussung des Materialflusses kommt. So werden die axialen Eigenstresspannungen verfälscht.



In einem Folgeprojekt simulieren Furukawa und Hagiwara [57] den Umformvorgang an einem dreidimensionalen Modell, um die Eigenspannungen von schlussgerollten Schrauben besser wiedergeben zu können. Zur Vermeidung großer Verzerrungen während der Simulation des vollständigen Festwalzprozesses wird ein modifizierter Modellierungsansatz benützt: Es wird eine Ausgangsgeometrie gewählt, die der Geometrie des vorletzten Belastungsschrittes bei der Umformung entspricht. Somit ist nur ein letzter Lastschritt zu simulieren, um die Endgeometrie zu erhalten. Die dreidimensionale FE-Simulation wird mit einem elastisch-plastischen Materialmodell durchgeführt. Allerdings fehlen wesentliche Angaben zur Simulation, z.B. Simulationstyp und Elementtyp.

Die Ergebnisse werden mit Eigenspannungsmessungen und Ermüdungsversuchen verglichen. Sie zeigen eine Übereinstimmung der berechneten axialen Eigenspannungen des schraubenähnlichen Prüfkörpers mit den gemessenen Eigenspannungen aus dem vorangegangenen Projekt [58]. Die Überprüfung der berechneten Eigenspannungen des Schraubenprüfkörpers erfolgt indirekt, da die Autoren auf Grundlage der Ergebnisse schraubenähnlicher Prüfkörper von einer ausreichenden Kalibrierung des Modells ausgehen. Die berechneten axialen Eigenspannungen liegen deutlich über der Zugfestigkeit des Grundwerkstoffes. Die Validierung der berechneten Lebensdauer von M 10-Schrauben erfolgt an Ermüdungsversuchen. Die Ergebnisse stimmen gut überein, allerdings ist der Stichprobenumfang bei den Ermüdungsversuchen sehr klein. Die Bestimmung der Anrisslebensdauer basiert auf der Methode nach Hagiwara, Nakahara und Yoshimoto [61] im Nennspannungskonzept.

Shinbutsu u. a. [133] simulieren an einem dreidimensionalen Modell den Umformprozess einer M 12 3-1-Mehrgewindengangschraube. Dabei wird ein elastisch-plastisches Werkstoffmodell verwendet. Ziel des Forschungsvorhabens ist die Überprüfung von Prozessparametern für die Herstellung solcher Spezialschrauben. Hervorzuheben ist die Methode der Vernetzung, denn in festen Abständen erfolgt eine neue Vernetzung des verformten Modells. Für die Beurteilung der Qualität der Simulation wird lediglich die Endgeometrie herangezogen. Eine Aussage über Eigenspannungen erfolgt nicht. Wesentliche Simulationsparameter werden nicht angegeben.

Weitere Forschungen, die sich mit der Simulation des Umformvorgangs beschäftigen, sind von Chaaban und Muzzo [21], Martin [107], Pater, Gontarz und Weroński [115], Zhang und Zhao [165] durchgeführt worden. Diese Arbeiten gehen im Wesentlichen auf die Entwicklung von geeigneten Rollwerkzeugen und die Bestimmung von Parametern für die Schraubenherstellungsmaschinen ein. Die korrekte Wiedergabe des Eigenspannungszustands steht nicht im Mittelpunkt des Forschungsinteresses. Überwiegend werden bei der Simulation axialsymmetrische Modelle mit elastisch-plastischem Werkstoffverhalten verwendet. Ver- und Entfestigung des Werkstoffes werden hierbei nicht berücksichtigt.

## 2.5. Normative Berechnung von HV-Schrauben

Für die Bemessung der Ermüdungsfestigkeit von Schrauben sind mehrere Regelwerke verfügbar. Im Maschinenbau ist die Berechnung von Schraubenverbindungen, sowohl statisch als auch zyklisch, nach VDI 2230 [149] üblich. Im Bauwesen erfolgt die Bemessung nach DIN EN 1993-1-9 [39] mit dem Kerbdetail *Gewinde – bolts and rods in tension*. Besonders bei Windenergieanlagen wird ergänzend und nach Vereinbarung auf das Regelwerk VDI 2230 [149] zurückgegriffen. Die Auslegung von Schraubenverbindungen nach FKM-Richtlinie [56] wäre ebenfalls möglich, ist aber im Bauwesen unüblich. Aufgrund der besonderen Anwendung im Bauwesen, wird im Folgenden

die Behandlung von Schrauben in den Regelwerken DIN EN 1993-1-9 [39] und VDI 2230 [149] untersucht.

### 2.5.1. DIN EN 1993-1-9

Die Europäische Kommission beauftragte 1989 das Europäische Komitee für Normung (CEN), auf Grundlage von wissenschaftlichen Untersuchungen einheitliche Regelungen für die Bemessung von Bauwerken in den Mitgliedstaaten der Europäischen Union zu entwickeln. Dies führte 1997 zur Einführung der Europäischen Normen EN, den sogenannten *Eurocodes*. Die Regelungen sind auch von Staaten, die nicht Mitglieder der Europäischen Union sind, übernommen worden.

Für die Ermüdungsbeanspruchung von HV-Schrauben gilt *Eurocode 3 – Teil 9*: DIN EN 1993-1-9 [39]. Zu Teilen des Eurocodes sind zusätzlich Hintergrunddokumente veröffentlicht worden. Für den Eurocode 3 – Teil 9 ist dies noch nicht geschehen, jedoch existieren mehrere – unfertige – Manuskripte, die vor allem die Datengrundlagen enthalten und der für sie geltende Auswertungsmethodik. Eine Bewertung der Datengrundlage für das Konstruktionsdetail 14 *Schrauben und Gewindestangen unter Zug – bolts and rods in tension* ist für diese Arbeit nach den vorliegenden Dokumenten EC3-draft-1989 [47] und EC3-draft-2014 [48] vorgenommen worden.

Die Einstufung von *Konstruktionsdetail 14* erfolgt auf Grundlage der Untersuchungen aus fünf Forschungsvorhaben von Fischer [54], Lieurade [96], Bouwman [18], Lacher [92] und Kuperus [91].

Fischer [54] untersucht eine Vielzahl von Gewinden unterschiedlicher Durchmesser, Festigkeiten und Herstellungsarten. Die Prüfkörper entsprechen einer Stange mit Endgewinde. Die Prüfung wird in einem hydraulischen Hohlkolben bei  $f \approx 8$  Hz durchgeführt. Die Oberspannung wird konstant gehalten. Um einen Anriss der Probe im von der Mutter verdeckten Bereich zu erkennen, werden von der Stirnseite der Gewindestange mit Ultraschall Messungen vorgenommen. Insgesamt sind 36 Gewindestangen gemäß einem voll faktorisierten Versuchsplan untersucht. Die Versuche sind nach nach Varianz- und Regressionsanalysen ausgewertet.

Baustahl A193 Grade B7 und A36 sowie der Vergütungsstahl AISI 4340 werden untersucht. Zusätzlich wird A36 Stahl nach dem Herstellen des gerollten Gewindes feuerverzinkt (ASTM Standard A153, Class C.). Bei den Gewindedurchmessern werden 1-3/8", 1-3/4" und 2" (35 mm, 44 mm, 51 mm) verwendet. Die untersuchten Gewindearten sind 8" UN (Feingewinde), 6" UNC (Grobgewinde) und 4-1/2" UNC. Die Gewinde werden vom Stangengrundmaterial geschnitten oder gerollt hergestellt.

Ein Versagen des Gewindes tritt überwiegend im ersten tragenden Gewindegang auf. In einigen Prüfkörpern sind auch mehrere Anrisse gleichzeitig aufgetreten. Die Lebensdauer hängt von der Beanspruchungsamplitude und von der Zugfestigkeit der Stahlsorte ab. Einflüsse des Herstellungsverfahrens, sowie des Gewindedurchmessers können nicht nachgewiesen werden.

Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 2.12 dargestellt. Es ist anzumerken, dass die große Anzahl der Faktoren und deren Ausprägung zu einer relativ geringen Anzahl von Wiederholungsversuchen je Spannungshorizont führt. Dadurch ist eine statistische Auswertung nach Perlenschnur- oder Horizontenverfahren mit einer große Streuung verbunden. Im Kontext der Forschungsarbeit von Fischer wird deshalb auf die Auswertung mit Methoden der statistischen Versuchsplanung zurückgegriffen. Bei nachgeschalteten Auswertungen der Rohdaten ist dies zu beachten.

Stangen mit Endgewinde lassen sich nur eingeschränkt mit Schrauben vergleichen, denn Zugstangen werden in der Regel nicht vorgespannt. Jedoch hat, besonders bei hochfesten Werkstoffen,

die hohe Mittellast zur Folge, dass das Risswachstum beschleunigt und somit die Lebensdauer reduziert wird.

Bei der Prüfung von Zugstangen mit zwei Muttern treten die beiden Kerbstellen in Konkurrenz. Das Ergebnis des Versuchs ist, dass die Lebensdauer des Gewindes von der *schlechteren* Kerbe dominiert wird.

Eine Publikation der Ergebnisse des Forschungsvorhabens von Kuperus [91] ist leider bibliographisch nicht nachgewiesen. EC3-draft-1989 [47] enthält jedoch eine Abbildung der Versuche. Sie sind an M20x100 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 mit 41 Probekörpern durchgeführt worden. Die Ermüdungsversuche sind im Zeitfestigkeits- und Dauerfestigkeitsbereich auf drei unterschiedlichen Unterspannungsniveaus erfolgt. Keine Angaben finden sich über den Herstellungsprozess des Gewindes. Die Versuchsanzahl je Faktor ist, besonders im Dauerfestigkeitsbereich, sehr gering. So kann nur eine Abschätzung der Dauerfestigkeit erfolgen.

Bouwman [18] führt Untersuchungen zu Schraubenanschlüssen unter zyklischer Zugbeanspruchung durch. Im Rahmen seines Forschungsvorhabens beschreibt er auf Grundlage von zyklischen Schraubenversuchen maßgebliche Einflussfaktoren auf die Ermüdungsfestigkeit. Dabei werden der Einfluss eines schlussgerollten oder schlussvergüteten Gewindes, der Einfluss der Belastungsamplitude und der Einfluss einer hohen oder niedrigen Unterlast auf die Ermüdungsfestigkeit untersucht. Seine Untersuchungen zum Einfluss der konstanten Unterlast zeigen, dass bei hohen Amplituden die Lebensdauer von der Unterlast abhängt. Bei kleinen Amplituden ist keine Abhängigkeit zu erkennen. Die Versuche betreffen Schrauben der Größe M 20. Nähere Angaben zur Gewindeherstellung oder Festigkeit, sowie zur Probenanzahl werden nicht gemacht. An 3/4" schlussgerollten Schrauben aus Vergütungsstahl B7 (vergleichbar mit 42CrMo4) wird ebenfalls der Einfluss einer konstanten Unterlast erforscht. Auch hier fehlen Angaben zur Anzahl der durchgeführten Versuche, sowie zur tatsächlichen Festigkeit. Erkennbar ist, dass ein niedriges Unterlastniveau zu höherer Lebensdauer führt. Sie wird auf Druckeigenspannungen im Gewindegrund zurückgeführt. Dieser Einfluss ist bei schlussvergüteten Schrauben nicht im selben Maße vorhanden. Schlussgerollte Schrauben aus der gleichen Produktionscharge haben eine etwas höhere Lebensdauer als schlussvergütete. In einer zweiten Versuchsreihe an M 20 Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 – ohne Angabe der Gewindeherstellung – werden Versuche zum Einfluss von konventionellem Schraubenvorspannen durchgeführt. Drei Varianten der Gewinderauheit werden untersucht. Niedrige Rauheiten erhöhen die Lebensdauer von Schrauben. Auf zwei konstanten Unterlastniveaus werden gleichfalls Versuche durchgeführt. Sie zeigen, dass große Amplituden einen stärkeren Einfluss auf die Lebensdauer haben als kleine. Eine dritten Versuchsreihe an 39 Schrauben der Größe M 20 mit der Festigkeitsklasse 10.9 umfasst Ermüdungsversuche im Zeitfestigkeitsbereich. Die Vorspannung wird als Mitteldehnung auf die Schraube aufgebracht, fünf Mitteldehnungsniveaus werden betrachtet. Aus den Untersuchungen wird gefolgert, dass hohes Vorspannen keinen negativen Einfluss auf die Lebensdauer von Schrauben hat. Es ist auffällig, dass wesentliche Parameter des Versuchs fehlen. Keine Angaben finden sich über die tatsächliche Kontrolle der Dehnung während des Versuchs. Auch ist der Probenumfang je Faktorstufe klein (5-9 Versuche). Die letzte Versuchsreihe ist, aufgrund der vorliegenden Daten, wahrscheinlich in die Kerbfalleinstufung des DIN EN 1993-1-9 [39] mit eingeflossen [47].

Lieurade [96] führt Ermüdungsversuche an Scher-Lochleibungsverbindungen mit Laschen aus verschiedenen Stahlblechsorten durch. Der Schwerpunkt liegt in diesem Forschungsvorhaben auf der Lebensdaueranalyse von Schraubenanschlüssen. Zusätzlich werden Untersuchungen an vergüteten HR-Schrauben M22x100 der Festigkeitsklasse 8.8 durchgeführt. Als Schraubengrundwerkstoffe

werden XC42, 42CD4 und wetterfester Stahl benützt. Die Festigkeitswerte des Stahls XC42 liegen im Bereich der Festigkeitsklasse 8.8, der wetterfeste und der 42CD4 Stahl liegen im Bereich der Festigkeitsklasse 10.9. Die Ermüdungsversuche werden mit konstanten Unterlast von 1,5 t (ca. 14,71 kN) vorgenommen. Überwiegend treten Ermüdungsbrüche im ersten tragenden Gewindengang auf. Besonders bei Schrauben aus wetterfestem Stahl treten die Brüche unterhalb des Schraubenkopfes auf.

Der Autor stellt eine Abnahme der Ermüdungsfestigkeit fest, wenn sich die Werkstofffestigkeit erhöht. Diesen Effekt führt er auf den Stresskonzentrationsfaktor  $K_T$  zurück. Ob die Schrauben schlussvergütet oder schlussgerollt sind, ist nicht angegeben. Da die Mittellast für die Versuche nicht konstant gehalten wird, können der Mittelspannungseinfluss oder der Einfluss der Vorspannung nicht wiedergegeben werden. Die Mittelspannung hat, besonders bei hochfesten Werkstoffen mit schlussgerolltem Gewinde, starken Einfluss auf die Ermüdung.

Die Zusammenfassung und Bewertung von Lacher [92] ist in Abschnitt 2.1.3 zu finden.

Das *Konstruktionsdetail 14 – Schrauben und Gewindestangen* berücksichtigt nicht das Auftreten von Biegung im Schaft infolge von Hebeleffekten aus der Anschlussgeometrie (z. B. L-Modell oder T-Modell [117]). Um trotzdem auftretende Biegeeffekte zu erfassen, wird das Konstruktionsdetail in *Kategorie 50* und nicht in *Kategorie 71* eingestuft. Die Berücksichtigung der Herstellungsart, sei sie schlussvergütet oder schlussgerollt, wird explizit ausgeschlossen. Dies wird mit der konservativen Auslegung der Schwingfestigkeit begründet [48].

Auch der Größeneinfluss des *Konstruktionsdetails 14* wird EC3-draft-2014 [48] erläutert. Er basiert auf der Auswertung der vorgestellten Versuchsergebnisse im Rahmen des Sicherheitskonzeptes des Eurocodes. Die ermittelten Schwellwerte der Ermüdungsfestigkeit, ausgewertet mit einem festen Exponenten  $k = 3$  im Zeitfestigkeitsbereich, sind in Abhängigkeit des Gewindedurchmessers in Abbildung 2.12 dargestellt. Die Approximationen des Größeneinflusses sind für verschiedene Exponenten  $n$  hinzugefügt. Die Approximation:

$$\Delta\sigma_{c,red} = \left(\frac{30}{d}\right)^n \cdot \Delta\sigma_c \quad (2.5)$$

ist auf den Durchmesser  $d = M\ 30$  normiert, der Exponent  $n$  kann zwischen 0.1 und 0.33 liegen, er ist hier auf 0.25 festgelegt.

Damit scheint auf den ersten Blick eine ausreichende Abdeckung des Parameterraums vorzuliegen. Es ist jedoch zu beachten, dass trotz eines sehr großen Parameterraums die Versuche (rot) von Fischer [54] nur 36 Zugstab-Prüfkörper umfassen. Es ist zu bezweifeln, ob die Versuche von Fischer [54] eine repräsentative Stichprobe darstellen und für eine verlässliche Bewertung des Größeneinflusses von Schrauben herangezogen werden können.

### 2.5.2. VDI 2230

VDI 2230 [149] kann für hochfeste, vorgespannte Schraubenverbindungen herangezogen werden. Die angegebenen Tabellenwerte gelten für Durchmesser M 4 bis M 39, darüber hinaus ist eine Anwendung nur in Anlehnung an das Regelwerk möglich. Die Richtlinie berücksichtigt den Herstellungseinfluss bei schlussgerollten und schlussvergüteten Schrauben, sowie HV-Schrauben,

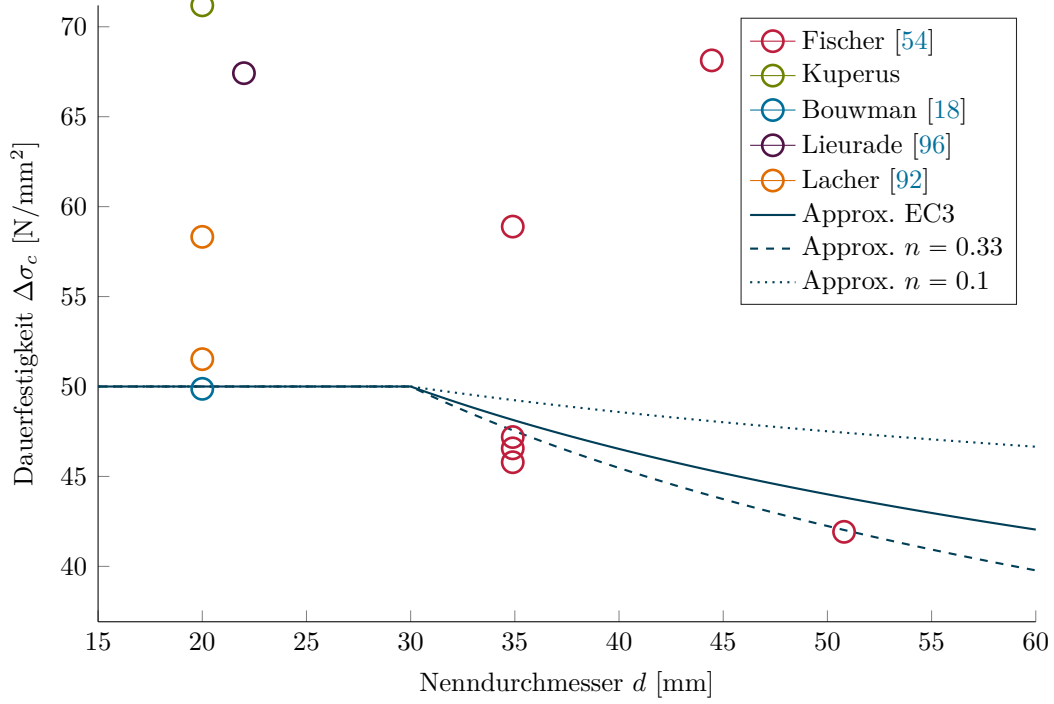


Abbildung 2.12: Größeneinfluss nach DIN EN 1993-1-9 [39], Dauerfestigkeitswerte aus EC3-draft-2014 [48] entnommen

ebenso den Größeneinfluss und die Feuerverzinkung. Die Ermüdungsfestigkeit (99 % Überlebenswahrscheinlichkeit) von schlussvergüteten Schrauben für eine Vorspannung von  $0,3 \leq R_{0,2,min} < 1$  folgt:

$$\sigma_{a,d} \sim S_{ASV} = 0,85 \left( \frac{150}{d} + 45 \right) \text{ in [MPa]} \quad (2.6)$$

wobei  $d$  der Gewindenenndurchmesser ist. Die rechnerische Beziehung zum Größeneinfluss fußt auf den Untersuchungen von Thomala [143]. Mehrere Autoren führen den rechnerischen Ansatz zum Herstellungseinfluss auf die Dissertation von Thomala zurück (z. B. [46, 84, 87, 128]). Allerdings sind in dieser Publikation nur qualitative Zusammenhänge erkennbar, es wird keine Berechnungsformel geliefert.

Die Ermüdungsfestigkeit von schlussgerollten Schrauben basiert auf der Überhöhung der Ermüdungsfestigkeit von schlussvergüteten Schrauben

$$\sigma_{a,d} \sim S_{ASG} = \left( 2 - \frac{F_{Sm}}{R_{0,2}} \right) \cdot S_{ASV} \text{ in [MPa]} \quad (2.7)$$

unter Berücksichtigung der mittleren Schraubenkraft

$$F_{Sm} = \frac{F_{SAo} + F_{SAu}}{2} + F_{Mzul} \quad (2.8)$$

wobei  $F_{SAo}$  die obere (maximale) axiale Schraubenzusatzkraft,  $F_{SAu}$  die untere axiale Schraubenzusatzkraft und  $F_{M,zul}$  die Montagezugkraft ist. Der zulässige mittelspannungsabhängige Term liegt bei  $0,3 \leq F_{Sm}/R_{0,2} < 1$ .



Der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit liegt bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln. Im Langzeitfestigkeitsbereich (LLF) verläuft die Wöhlerlinie konstant. Für den Zeitfestigkeitsbereich (HCF) werden zwei Exponenten, nämlich für schlussvergütete Schrauben  $k = 3$  und schlussgerollte  $k = 6$ , verwendet. Bei schlussgerollten Schrauben kann dies dazu führen, dass sich die Zeitfestigkeitslinien schneiden und so schlussgerollte Schrauben eine niedrigere Lebensdauer ausweisen als schlussvergütete. Für diesen Fall gilt  $S_{ASG} = S_{ASV}$ . Als Quelle für die Steigung im Zeitfestigkeitsbereich wird auch DIN EN 1993-1-9 [37] genannt. Diese Norm bezieht sich jedoch nur auf Einwirkungen und nicht auf Widerstände.

Die VDI 2230 [149] gibt Anhaltswerte für die Berücksichtigung der Feuerverzinkung und schlägt eine pauschale Abminderung der Ermüdungsfestigkeit von 20 % vor. Mit der aktuellen Ausgabe von VDI 2230 [149] wird für feuerverzinkte HV-Schrauben eine Abminderung von 30 % eingeführt. Sie setzt sich aus 10 % Geometrieanteil und 20 % Anteil Feuerverzinkung zusammen. Ohne Feuerverzinkung wird empfohlen, die Ermüdungsfestigkeit von HV-Schrauben allgemein um 10 % abzumindern, da diese eine kürzere Einschraubtiefe, eine größere Schlüsselweite und ein konstantes Mutterhöhenverhältnis aufweisen. Diese Abminderungen und Empfehlungen beruhen auf den Untersuchungen von Stolle und Marten [141] sowie Weber und Berger [155].

### 2.5.3. Vergleich von DIN EN 1993-1-9 und VDI 2230

In Abbildung 2.13 sind exemplarisch mehrere Ermüdungskurven für eine M 48 HV-Schraube der Festigkeitsklasse 10.9 dargestellt. Die Beispiele sind schlussvergütet, schlussgerollt, mit und ohne Feuerverzinkung. Die tatsächliche Mittelspannung beträgt  $\sigma_m = 0,6 \cdot R_{p0,2min}$ . Es ist zu beachten, dass sich DIN EN 1993-1-9 [39] auf 95 %, VDI 2230 [149] hingegen auf 99 % Überlebenswahrscheinlichkeit beziehen.

DIN EN 1993-1-9 [39] unterscheidet die Herstellungsart nicht, auch nicht den Einfluss einer Feuerverzinkung. Nur der Größeneinfluss wird für M 48 berücksichtigt. Der Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit liegt bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln in Höhe von  $\sigma_{a,d} = 22$  MPa. Dies führt zu einer konservativen Lebensdauereinschätzung des Kerbdetails.

Nach VDI 2230 [149] äußert sich die Lebensdauerverbesserung von schlussgerollten Schrauben gegenüber schlussvergüteten Schrauben im Wesentlichen durch Erhöhung der Dauerfestigkeit. Die rechnerische Dauerfestigkeit verändert sich von  $\sigma_{a,d} = 39$  MPa auf  $\sigma_{a,d} = 52$  MPa. Schlussgerollte Schrauben verwenden im HCF den Exponenten  $k = 6$ , allerdings nur in dem Bereich, in dem die rechnerische Lebensdauer von schlussgerollten Schrauben höher ist als die von schlussvergüteten. Daher wirkt sich dieser Effekt besonders im Übergangsbereich zur Dauerfestigkeit aus.

Die pauschale Berücksichtigung der Feuerverzinkung bei HV-Schrauben mit 30 % führt zu einer deutlichen Reduktion bei der Berechnung der Lebensdauer. Die Wöhlerlinie wird dadurch vertikal verschoben, jedoch liegt diese Linie immer noch über der Linie in DIN EN 1993-1-9 [39].

Ergebnisse einer umfassenden Untersuchung an großen Gewindedurchmessern sind bisher in beide Regelwerke noch nicht eingeflossen [122]. Auch eine Überprüfung, ob die vorhandenen Anwendungsregeln für Herstellungsverfahren und Feuerverzinkung auch für große schlussgerollte Schrauben gelten, ist noch nicht erfolgt.

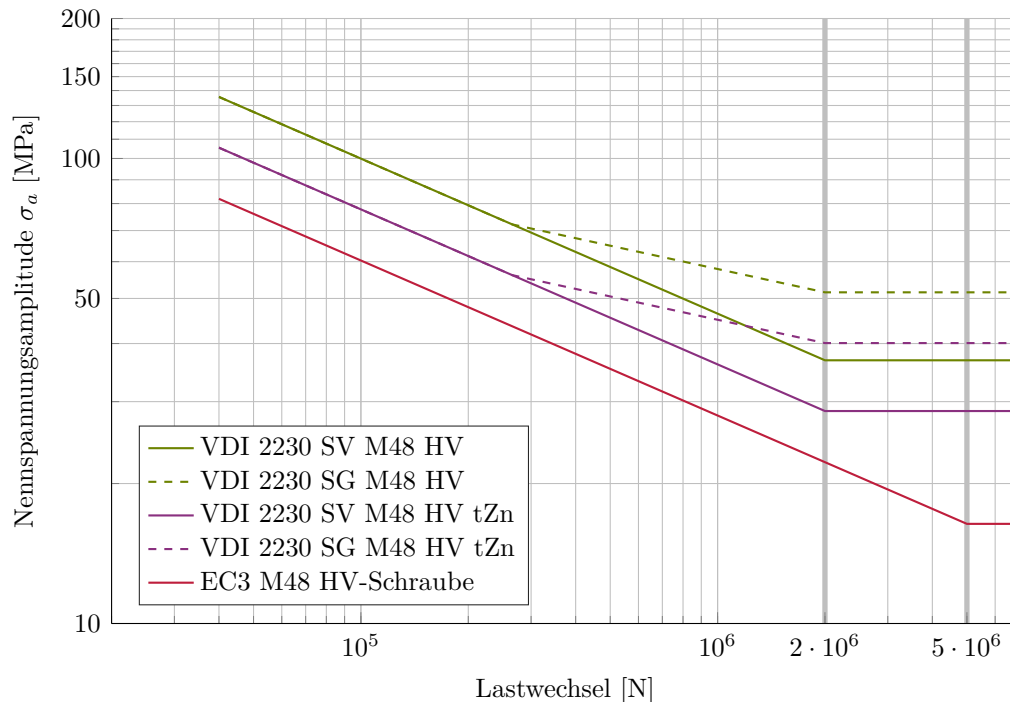


Abbildung 2.13: Vergleich der Ermüdungsfestigkeit: DIN EN 1993-1-9 [39] und VDI 2230 [149] an einer M 48 HV-Schraube unterschiedlicher Konfigurationen

## 2.6. Ergebnisse und Aufgaben der Forschung

Die ermüdungsfeste Bemessung von Schrauben unter Berücksichtigung von Schraubendurchmesser, Herstellungsverfahren und Mittelspannung sowie Feuerverzinkung, kann mit VDI 2230 [149] im Rahmen eines Nennspannungskonzeptes erfolgen. Dieses Regelwerks beruht auf einer großen Versuchsbasis. Sie wird durch mehrere umfangreiche Forschungsvorhaben immer wieder bestätigt oder erweitert. Dies betrifft auch die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben. Die Untersuchungen legen jedoch den Schwerpunkt auf kleine Schraubendurchmesser und Schraubengeometrien, wie sie im Maschinenbau üblich sind. Schlussvergütete HV-Schrauben mit bauüblichen Abmessungen sind zwar ebenfalls untersucht, aber deren Datenbasis ist im Verhältnis zur Gesamtdatenbasis deutlich kleiner.

Die Kerbfalleinstufung des Konstruktionsdetails 14 von DIN EN 1993-1-9 [39] ist problematisch. Im Wesentlichen sind in ihr Untersuchungen an HV-Schrauben der Durchmesser M 20 und M 22 im Kerbfall enthalten. Größere Gewinde sind nur an Zugstäben mit geringem Probenumfang und vielen Parametern betrachtet worden. Alle Versuchsreihen unterscheiden sich bezüglich des Werkstoffes, des Herstellungsverfahrens und der Vorspannung. Dadurch ist die Vergleichbarkeit sehr eingeschränkt. Ebenso sind die Versuchsrandbedingungen, wie konstante Mittelspannung, Unterspannung oder Spannungsverhältnis uneinheitlich. Dies führt zu einer konservativen, aber nicht realitätsgetreuen Einschätzung des Kerbfalls.

In den letzten Jahren sind größere Forschungsprojekte durchgeführt worden, um die Datengrundlage von DIN EN 1993-1-9 [39] zu großen HV-Schrauben zu verbessern. Hierbei ist das Augenmerk auf schlussvergütete und schlussvergütet, feuerverzinkte HV-Schrauben gelegt. Eine Betrachtung von schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben, die besonders günstige Ermüdungseigenschaften aufweisen, ist jedoch nicht in ausreichendem Maße erfolgt.

Die Beschreibung des wirkenden Eigenspannungszustandes im Gewinde ist in mehreren Forschungen untersucht. Messungen sind überwiegend mit Röntgendiffraktometrie erfolgt. Aufgrund der geringen Strahlungsintensität können nur oberflächennahe Schichten erreicht werden. Tiefenverläufe oder Messungen an verzinkten Schrauben sind deshalb nur eingeschränkt möglich. Kenntnisse über den Eigenspannungstiefenverlauf mit allen Spannungskomponenten, sowie deren Veränderung durch äußere Einwirkungen, sind jedoch entscheidend für die Entwicklung von modernen lokalen Berechnungskonzepten.

Die Simulation des Umformvorgangs des Gewindes ist nur in einzelnen Forschungsvorhaben an kleinen Schrauben untersucht. Hierfür sind überwiegend zweidimensionale Modelle verwendet worden. Ver- und Entfestigungsvorgänge durch der zyklischen Belastung sind nur nachrangig während des Umformens untersucht.

Mehrere Forschungsvorhaben haben Kerbdehnungskonzepte für Schrauben zum Gegenstand. Sie basieren hauptsächlich auf versuchsgestützter Bestimmung von Ver- und Entfestigung in Kombination mit einem phänomenologischen Schädigungsparameter. Bisher liegen keine Berechnungskonzepte für schlussgerollte Gewinde vor, die Eigenspannungen berücksichtigen und zyklische transiente elastisch-plastische Werkstoffmodelle verwenden.



## 3. Zielsetzung

### 3.1. Fragestellungen

Das Ermüdungsverhalten von Schrauben ist vielfältig. Neben den geometrischen und werkstofflichen Eigenschaften der Schrauben hat vor allem der Herstellungsprozess Einfluss auf die Lebensdauer. Neuere Untersuchungen an großen HV-Schrauben legen das Augenmerk auf schlussvergütete und schlussvergütet, feuerverzinkte HV-Schrauben. Eine Betrachtung von schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben, die besonders günstige Ermüdungseigenschaften aufweisen, ist jedoch nicht in ausreichendem Maße erfolgt. An kleinen Schraubendurchmessern kann gezeigt werden, dass schlussgerollte Gewinde eine höhere Ermüdungsfestigkeit aufweisen als schlussvergütete. Dies wird auf den positiv wirkenden Eigenspannungszustand und die Verfestigung des Werkstoffes beim Aufrollen des Gewindes zurückgeführt. Mikrorisse in der Feuerverzinkung führen zu einer Verminderung der Lebensdauer. Auch dieses Verhalten ist bisher nicht an großen, schlussgerollten Schrauben untersucht. Die vorhandenen Kerbdehnungskonzepte für Schrauben können Eigenspannungen oder den Einfluss einer Feuerverzinkung noch nicht wiedergeben.

Aus dieser Situation ergibt sich eine umfassende Fragestellung:

Wie wirken sich Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit  
von großen HV-Schrauben aus?

Folgende Teilfragestellungen müssen beantwortet werden:

- Können Untersuchungsergebnisse von kleinen auf größere Schrauben übertragen werden?
- Wie groß ist der quantitative Unterschied zwischen großen, schlussgerollten und großen, schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben?
- Kann die Eigenspannung aus dem Herstellungsprozess bestimmt werden?
- Wird der Eigenspannungszustand durch die Feuerverzinkung beeinflusst?
- Kann der Einfluss des Herstellungsprozesses bei der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden?

Aus der Summe dieser Fragestellungen wird das folgende Forschungskonzept entwickelt.

### 3.2. Forschungskonzept

Ansatzpunkt dieser Forschung ist die Schraubengarnitur. Durch die Relevanz im Bauwesen wird der besondere Schraubentyp HV-Schraube ( $D > 30 \text{ mm}$ ) untersucht. Aus dieser Festlegung folgt, dass Ergebnisse im Bauwesen direkt angewendet werden können. Die an der HV-Schraube gewonnenen grundsätzlichen Erkenntnisse über das Ermüdungsverhalten lassen sich auch auf andere Schrauben übertragen.

Um die komplexe Problemstellung zu untersuchen, sind grundlegende Kenntnisse über Werkstoffverhalten, Eigenspannungen und Schädigung nötig. Diese Faktoren sind für die Entwicklung eines

Kerbdehnungskonzeptes für schlussgerollte Schrauben maßgeblich. Das Forschungskonzept ist in Abbildung 3.1 umrissen.

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit gilt dem Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 und M 48 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9.

Der Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von großen schlussgerollten HV-Schrauben wird mit Wöhlerversuchen untersucht. Eine so aufgebaute Datenbasis wird zur Validierung eines zu entwickelnden Kerbdehnungskonzepts für schlussgerollte HV-Schrauben herangezogen.

Die Messung der Eigenspannung liefert grundlegende Kenntnisse über deren Größe und Verlauf. Sie ermöglichen Rückschlüsse auf zugrundeliegende Ermüdungsmechanismen. Die Messungen an zyklisch beanspruchten Schrauben liefern Kenntnisse zur Eigenspannungsstabilität und zur Eigenspannungsrelaxation.

Die Kenntnis von statischen und zyklischen Werkstofflinien, Schädigungsentwicklung, Vergütung und Verzinkungsprozess, Härte sowie Mikrostruktur bildet die Grundlage für numerische Berechnungen der Lebensdauer von schlussgerollten HV-Schrauben.

Aus den Untersuchungen wird ein neues Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben entwickelt, das das zyklische transiente elastisch-plastische Werkstoffverhalten bei der Umform- und Belastungssimulation wiedergibt. Damit kann die Lebensdauer mit phänomenologischen Schädigungsparametern bestimmt werden.

Die Basischarakterisierung konzentriert sich auf zwei Bereiche:

Die Charakterisierung des **Werkstoffs** wird durch statische und zyklische Werkstoffversuche geleistet. Das zyklische transiente elastisch-plastische Werkstoffverhalten wird mit dem IST ermittelt. Mit diesem Versuch werden die Parameter der ZSDK und DWL bestimmt. Diese bilden die Grundlage für die phänomenologischen Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  und  $P_J$ .

Eigenschaften, die durch die Geometrie des Bauteils bedingt sind, werden in der Probencharakterisierung zusammengefasst. Sie betreffen Parameter der Vergütung und des Verzinkungsprozesses, der Härte sowie der Mikrostruktur. Alle gewonnenen Daten bilden die Grundlage für die numerische Berechnung der Lebensdauer von schlussgerollten HV-Schrauben.

Durch die Messung der **Eigenspannung** werden grundlegende Kenntnisse über deren Größe und Verlauf erfasst. Sie ermöglichen Rückschlüsse auf die zugrundeliegenden Ermüdungsmechanismen und erlauben eine Überprüfung von berechneten Eigenspannungen. Messungen an zyklisch beanspruchten Schrauben liefern Erkenntnisse zur Eigenspannungsstabilität und zur Eigenspannungsrelaxation.

Zur Messung von Eigenspannungen in Schrauben werden, bei dieser Arbeit zwei unterschiedliche Verfahren verwendet. Für die Untersuchungen des oberflächennahen Eigenspannungszustand in tangentialer Richtung, wird Röntgendiffraktometrie verwendet. Eindringtiefen von mehreren Zentimetern erreicht die Neutronendiffraktometrie. Sie kann somit Informationen über den Tiefenverlauf von Eigenspannungen liefern. Dazu werden Eigenspannungstiefenverläufe mit Neutronendiffraktometrie an unbelasteten und zyklisch belasteten schlussvergütet, feuerverzinkten M 24 HV-Schrauben und schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 HV Schrauben bestimmt. Die Eigenspannungsrelaxation wird mit Röntgendiffraktometrie an schlussgerollten M 48 HV-Schrauben ermittelt.

## Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben

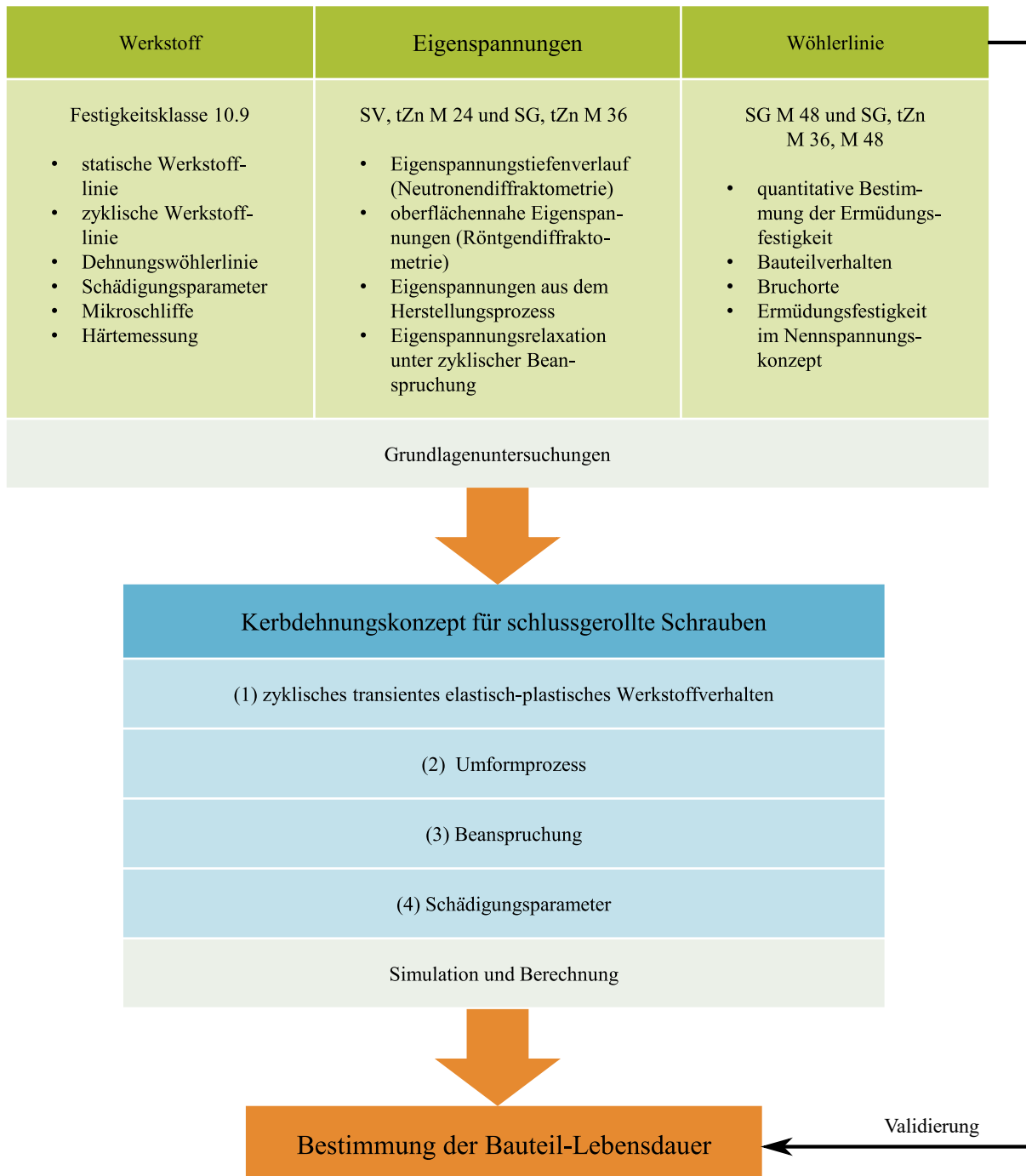


Abbildung 3.1: Forschungskonzept

Erstmals wird eine umfassende Datenbasis von **Wöhlerlinien** an großen schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 erstellt. Zusätzlich wird eine Wöhlerlinie an schlussvergütet, feuerverzinkten M 24 HV-Schrauben der selben Festigkeitsklasse bestimmt. Die gewählten Gewindegrößen M 24, M 36 und M 48 decken breite, bauübliche Anwendungsbereiche ab. In Bauteilen, die zyklisch belastet werden, wird überwiegend die Festigkeitsklasse 10.9 für Schrauben verwendet. An diesen Wöhlerlinien kann die Ermüdungsfestigkeit im Rahmen des Nennspannungskonzeptes pauschal erfasst werden. Herstellungseinflüsse können quantifiziert werden. Zudem sind diese Daten eine repräsentative Validierungsbasis für Untersuchungen im Rahmen eines Kerbdehnungskonzeptes.

Bisherige lokale Konzepte für schlussgerollte Schrauben berücksichtigen Eigenspannungen nur über pauschale, phänomenologische Parameter [56]. Ausschlaggebend für diesen Mangel ist die aufwändige Beschreibung des komplexen Eigenspannungs- und Verfestigungszustands im Gewinde. Zur Erarbeitung eines umfassenden **Kerbdehnungskonzeptes** für schlussgerollte Schrauben, ist es deshalb erforderlich, in einer FE-Berechnung das zyklische transiente elastisch-plastische Werkstoffverhalten bei der Umform- und Belastungssimulation korrekt wiederzugeben.

Daraus ergeben sich vier Schritte zu einem Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben:

- Wiedergabe des zyklisch, transienten, elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens,
- Wiedergabe von Eigenspannungen und Verfestigung in einer Umformsimulation des Schraubengewindes,
- Beanspruchungssimulation der Schraubengarnitur mit Mittelspannungsrelaxation,
- phänomenologische Erfassung der Schädigung.

Die Umformung des M 48 Gewindes wird simuliert. Es wird untersucht, inwieweit der Eigenspannungs- und Werkstoffzustand aus dem Umformprozess mit dem Werkstoffmodell nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] mit dem kommerziellen FE-Programm **Abaqus** erfasst werden kann. Der Umformvorgang mit Neuvernetzung und Mesh-to-Mesh-Solution-Mapping wird an einem axialsymmetrischen Modell simuliert. Das Ergebnis wird hinsichtlich Geometrie, Spannungs- und Verfestigungszustand zu bewerten sein. Der ermittelte Spannungszustand wird dabei mit den gemessenen Eigenspannungen und den vorhandenen Literaturdaten verglichen.

Da das Werkstoffmodell das zyklische transiente elastisch-plastische Werkstoffverhalten nur unzureichend abbilden kann, wird eine Konzeptstudie in Form einer Simulation zur Ermittlung der Anrisslebensdauer einer schlussgerollten M 48 HV-Schrauben durchgeführt. Das Ergebnis der Umformsimulation wird mit Geometrie, Berechnungsnetz und Knotenlösung in die Baugruppe der Schraubengarnitur importiert. Anschließend wird eine zyklische Belastung bis zur Stabilisierung der lokalen Hysterese aufgebracht. Die Berechnung der Anrisslebensdauer erfolgt mit den zwei genannten Schädigungsparametern. So wird ein Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben formuliert.

## 4. Basischarakterisierung

Für die Berechnung der Lebensdauer von schlussgerollten HV-Schrauben sind Kenntnisse über statische und zyklische Werkstofflinien, Schädigungsentwicklung, Vergütung und Verzinkungsprozess, Härte sowie Mikrostruktur erforderlich. Sie bilden die Grundlage für numerische Berechnungen der Lebensdauer von HV-Schrauben.

Die geprüften mechanischen Eigenschaften sind in der Werkstoffcharakterisierung enthalten. Eigenschaften, die sich auf die Einheit des gesamten Bauteils Schraube beziehen, sind mit der Probencharakterisierung erfasst.

### 4.1. Prüfkörper

Die verwendeten Prüfkörper sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Der Schwerpunkt der Untersuchungen liegt auf den Gewindegrößen M 48 und M 36. Aus der gleichen Werkstoffcharge stammen, sowohl schlussgerollte, als auch schlussgerollt, feuerverzinkte M 48 HV-Schrauben. Die Schrauben der Gewindegröße M 36 stammen laut Hersteller aus dem gleichen Grundwerkstoff, jedoch aus unterschiedlichen Schmelzen. Die Klassifizierung des Grundwerkstoffes ist vom Hersteller vorgenommen worden. Die Prüfkörper sind entlang der Schraubenproduktionslinie entnommen.

Die Gewindegröße M 24 ist ins Versuchsprogramm aufgenommen worden, um besondere Effekte im Rahmen der Eigenspannungsmessung zu untersuchen. Deshalb werden die Untersuchungen nur an einem geringen Stichprobenumfang aus unterschiedlichen Grundwerkstoffen durchgeführt.

Die HV-Schrauben-Garnituren (Schraube, Mutter, Scheiben) entsprechen, gemäß Herstellerangaben, den Eigenschaften von DIN EN 14399-1 [33], DIN EN 14399-6 [36] und DAST Richtlinie 021 [24]. Es ist zu beachten, dass die Gewindegröße M 48 dieser Norm nur in Anlehnung entspricht, siehe Abschnitt 1.2.2. Die mechanischen Eigenschaften entsprechen DIN EN 14399-4 [35]. Es werden nur HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 untersucht.

### 4.2. Werkstoffcharakterisierung

Um den Einfluss des Werkstoffs auf die Ermüdungsfestigkeit losgelöst von der Geometrie zu betrachten, werden umfangreiche Untersuchungen zu den mechanischen Eigenschaften der Grundwerkstoffe vorgenommen. Diese Eigenschaften bilden die Grundlage für Berechnungen nach dem Kerbdehnungskonzept.

Tabelle 4.1: Übersicht der Prüfkörper

Größe	Festigkeitsklasse	Herstellungsart	Charge
M24x130	10.9	SV, tZn	1
M24x110	10.9	SV, tZn.	1a
M36x235	10.9	SG, tZn.	2
M36x235	10.9	SG, tZn.	2a
M48x255	10.9	SG, -	3
M48x255	10.9	SG, tZn.	3

Tabelle 4.2: Chemische Zusammensetzung, Anforderungen nach DIN EN ISO 898-1 [43]

Charge	C		P	S	B	Mn	Grundwerkstoff
	min. 0,2 [%]	max. 0,55 [%]	max. 0,025 [%]	max. 0,025 [%]	max. 0,003 [%]	min. 0,7 [%]	
1		0,25	0,018	0,018	-	0,7	32CrB4
2		0,22	0,011	0,021	-	1,26	keine Angabe
2a	0,16	-	0,021	0,034	-	1,14	keine Angabe
3 (SG)		0,27	0,022	-	-	1,4	33MnCrB5-2
3 (SG, tZn)		0,27	0,022	-	-	1,4	33MnCrB5-2

#### 4.2.1. Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung wird mit dem Funkenspektrometer *Belec Compact Port* an der Gewindestirnseite bestimmt. Bei Proben mit Feuerverzinkung wird die Zinkschicht, oder bei nicht verzinkten Proben der Zunder, mechanisch entfernt. Je Probe werden vier Messungen durchgeführt, ein Mittelwert wird gebildet. Die gemittelten Werte werden mit den Anforderungen an die Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN EN ISO 898-1 [43] verglichen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. Die vollständige Analyse ist in Abschnitt A.3 enthalten.

Wird Bor als Zusatz in der Schraubenherstellung verwendet, ist ein minimaler Mangan-Gehalt einzuhalten. Auch wenn kein Bor nachgewiesen werden kann, ist der Mangan-Gehalt der Vollständigkeit halber aufgeführt.

Die Analysegenauigkeit des Messgerätes ist vom jeweiligen Element und dessen Konzentration abhängig. Für den hier bestimmten Kohlenstoffgehalt liegt die Toleranz bei  $\pm 0,004\%$ . Fast alle Werkstoffe erfüllen die minimalen und maximalen Gehaltanforderungen an die chemische Zusammensetzung.

Bei Charge 2a ist zu erkennen, dass der Kohlenstoffgehalt sich am unteren Ende der Anforderungen bewegt. Besonders auffällig ist der Unterschied zu Charge 2, da beide Chargen, laut Hersteller, aus dem gleichen Grundwerkstoff, jedoch aus unterschiedlichen Schmelzen stammen. Allgemein beeinflusst der Kohlenstoffgehalt Festigkeit und Härte des Werkstoffs. Ein niedriger Gehalt führt zu einer besseren Kaltverformbarkeit [87].

#### 4.2.2. Vergütungsprozess

Der Vergütungsprozess ist vom verwendeten Grundwerkstoff des Schraubenrohlings abhängig. Die Randbedingungen des Vergütungsprozesses sind in der jeweiligen Produktnorm geregelt. Exemplarisch wird der Vergütungsprozess der M48x255 10.9 HV-Schraube, Charge 3, dargestellt. Der Schraubenrohling wird während der Fertigung 120 min. bei 900 °C geglüht. Anschließend werden die Rohlinge in Öl bei 20 °C bis 60 °C abgeschreckt, über 90 min. bei 500 °C angelassen und in einer Emulsion abgekühlt. Der gesamte Vergütungsprozess dauert ca. 4 h [145], [30].

Der Vergütungsprozess für die Gewindegrößen M 24 und M 36 spielt sich ähnlich ab. Für Charge 1 und 1a erfolgt die Wärmebehandlung bei 860 °C ca. 30 min. [31]. Für Charge 2 und 2a ist der Prozess analog.

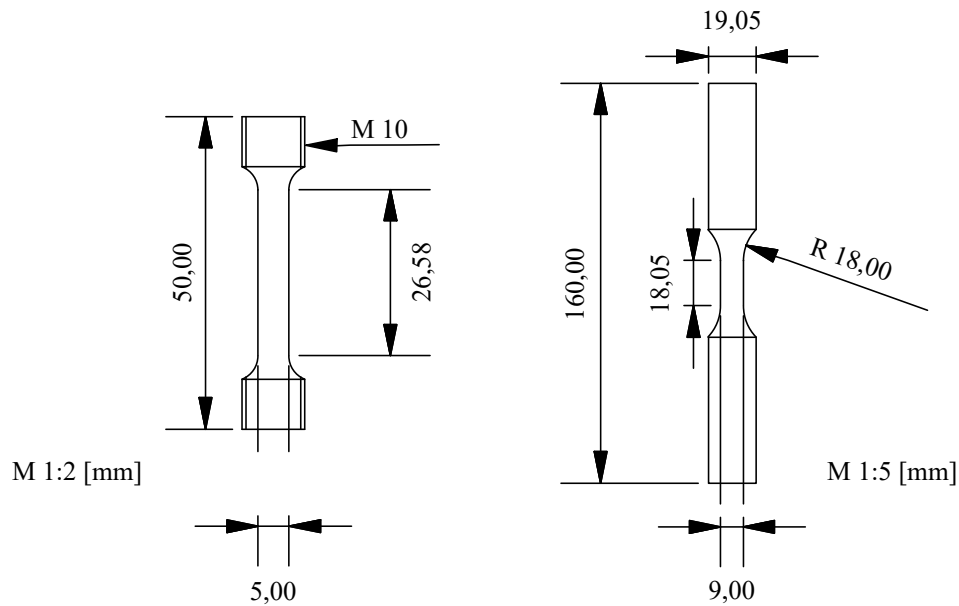


Abbildung 4.1: Werkstoffproben: links Minizugrundprobe, rechts Vollrundprobe

Die Kontrolle der Werkstoffeigenschaften erfolgt laufend während der Produktion. Als Kontrollparameter für die Einstufung in die Festigkeitsklasse 10.9 werden, neben den Auskünften der Hersteller, eigene Untersuchungen zu Kerbschlagarbeit und Werkstoffkennlinie vorgenommen.

### 4.2.3. Kerbschlagarbeit

An jeder Herstellungsart werden je drei Kerbschlagbiegeversuche nach DIN EN ISO 148-1 [41] bei  $-20^{\circ}\text{C}$  durchgeführt. Die Proben sind gemäß DIN EN ISO 898-1 [43] dem Gewindebereich entnommen. Die Mittelwerte der einzelnen Versuche sind in Abschnitt A.1 erfasst. Bei keinem Versuch ist die Mindestkerbschlagarbeit unterschritten.

### 4.2.4. Werkstoffkennlinien

Die Versuche erfolgen in der servohydraulischen Prüfmaschine *Schenk 250*. Die Dehnung wird mit dem Aufsatzextensometer *MTS axial 634* gemessen. Das Extensometer ist nach *Class 0.5* kalibriert. Die maximale relative Abweichung beträgt  $\pm 0,5\%$ . Vor dem Einsatz wird mit einer Prüfeinheit die aktuelle Abweichung bestimmt. Die Kraft wird über den Kraftsensor *Interface-force Inc. 250* im Laststrang der Prüfmaschine ermittelt. Die relative Abweichung wird extern bestimmt und beträgt maximal  $\pm 0,02\%$ . Die Bruchdehnung wird über die Wegmessung des Prüfmaschinenkolbens bestimmt. Die Geometrie der Probe wird mittels einer Feinmesseinrichtung erfasst, die Abweichung entspricht  $\pm 0,01\text{ mm}$ .

### 4.2.5. Statische Spannungsdehnungslinie

Für die zügigen Untersuchungen wird eine Proportional-Minizugprobe in Anlehnung an DIN 50125 [28] verwendet, dargestellt in Abbildung 4.1. Die Probe wird dem Schraubenschaftbereich entnommen. Die quasi-statische Werkstoffkennlinie wird dehnungsgeregelt bis 2 % und anschließend maschinenweggeregelt bis zum Bruch unter zügiger Beanspruchung nach DIN 50125 [28] bestimmt.

Tabelle 4.3: Werkstoffkennwerte aus monotonem Zugversuch

Charge	$E$	$R_{p0,2}$	$R_m$	$\epsilon_m$
[-]	[Mpa]	[Mpa]	[Mpa]	[%]
1	198399+-1744	935+-9	1081+-11	19,1+-0,2
2	194351+-1369	912+-9	1048+-10	20,5+-0,2
3	192263+-1935	937+-9	1104+-11	20,4+-0,2

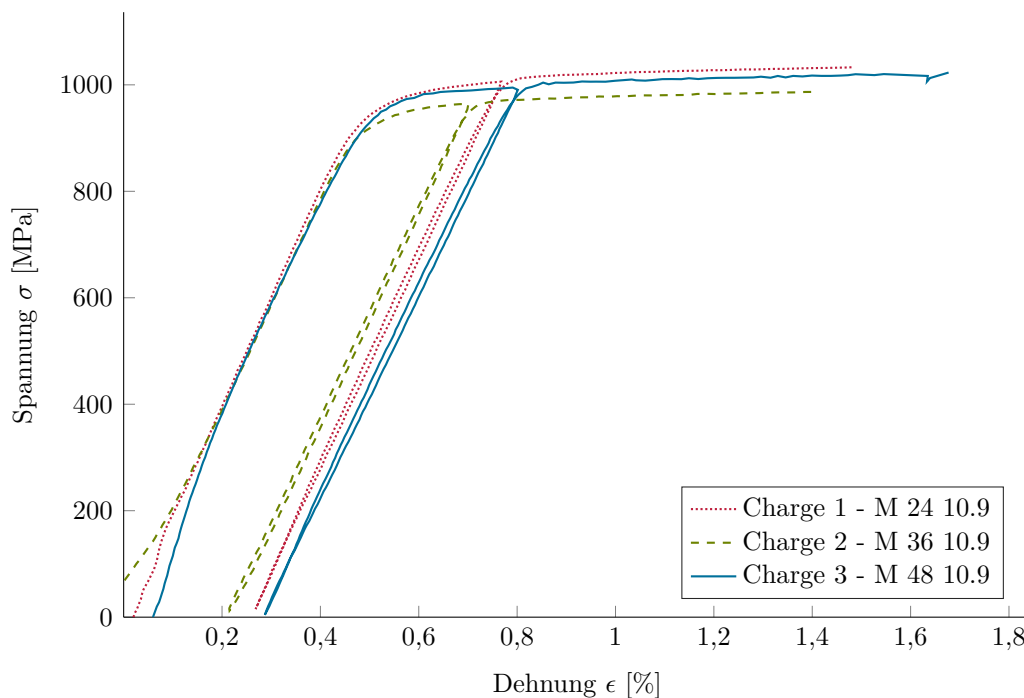


Abbildung 4.2: Monotone Zugversuche für die Chargen 1-3

Zur Ermittlung des Elastizitätsmoduls wird eine Entlastungsschleife in den Versuchsablauf eingefügt [28]. Die Messunsicherheit  $u(y)$  der einzelnen Parameter wird mit der *root sum squares*-Methode ermittelt [51]. Aus den Versuchen werden der Elastizitätsmodul  $E$ , die Streckgrenze  $R_{p0,2}$ , die Zugfestigkeit  $R_m$  und die Bruchdehnung  $\epsilon_m$  bestimmt. Bei der Berechnung der Streckgrenze  $R_{p0,2}$  wird ein Versatz im Anfangsbereich des Versuches berücksichtigt. Dieser Versatz resultiert aus dem Schlupf des Gewindes der Minizugprobe bei der Prüfung.

## Versuchsergebnisse

Für jede Charge werden 3 Versuche durchgeführt. Stellvertretend ist in Abbildung 4.2 für jede Schraubengröße eine Werkstoffkurve bis 1,8 % Dehnung enthalten. Zur Vergleichbarkeit der Kurven sind diese auf den elastischen Bereich normiert. Der Versatz im Anfangsbereich resultiert aus dem Schlupf des Gewindes der Minizugprobe. Alle ermittelten Kennwerte erfüllen die Anforderungen der Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN EN ISO 898-1 [43]. Die Streuung zwischen und innerhalb der untersuchten Werkstoffchargen gering ist. Alle Chargen weisen ein bilineares, elastisch-plastisches Werkstoffverhalten mit einer sehr flachen Steigung im plastischen Bereich auf.



### 4.2.6. Zyklische Spannungsdehnungslinie

Während höherer Beanspruchungen im elastischen Bereich des Bauteils können an einer Kerbe, bei duktilem, elastisch-plastischem Materialverhalten, Verformungen auftreten. Sie werden durch die Stützwirkung der angrenzenden elastischen Werkstoffbereiche auf elastische Verformungen (Spannungsumlagerung) begrenzt. Zur Erfassung dieser Werkstoffeigenschaft sind zyklische, dehngeregelte Untersuchungen an ungekerbten Werkstoffproben nötig [118].

Im Wöhlerversuch für zyklisch ver- und entfestigende Werkstoffe ist die Spannungsamplitude  $\sigma_a$  mit der Dehnungsamplitude  $\epsilon_a$  über die stabilisierte zyklische Kurve (ZSDK) verbunden [118]. Bei zyklischer, elastisch-plastischer Beanspruchung an einer ungekerbten Probe resultiert der nicht-lineare Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung aus der Hysteresenschleife bei einer Mitteldehnung  $\epsilon_m \neq 0$  und Mittelspannung  $\sigma_m$ . Der Zusammenhang kann mit der ZSDK beschrieben werden. Es gilt:

$$\epsilon_{a,t} = \epsilon_{a,el} + \epsilon_{a,pl} \quad (4.1)$$

wobei die elastische Dehnung

$$\epsilon_{a,el} = \frac{\sigma_a}{E} \quad (4.2)$$

nach dem Hookeschen Gesetz linear ist. Um die ZSDK zu beschreiben, wird die Spannung an dem stabilisierten Hysteresenumkehrpunkt auf mehreren Dehnungsniveaus bestimmt. Werden diese Punkte im Spannungs-Dehnungs-Diagramm verbunden, kann die ZSDK mit Ramberg und Osgood [119]

$$\epsilon_{a,t} = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (4.3)$$

angenähert werden. Verfestigungskoeffizient  $K'$  und Verfestigungsexponent  $n'$  werden über Regression der gesättigten Extremwerte an den Hysteresenumkehrpunkten bestimmt. Allgemein können die Punkte mit drei Methoden ermittelt werden:

- Beim Single Step Test (SST) wird die Dehnungsamplitude konstant ( $R = -1$ ) bis zum Anriss der Probe wiederholt. Für jede Amplitude ist eine neue Werkstoffprobe erforderlich.
- Beim Multiple Step Test (MST) werden an einer Probe mehrere gesättigte Dehnungsamplituden ermittelt. Dabei wird die jeweilige Amplitude so lange wiederholt, bis eine stabile Hysterese (definiert über einen Grenzwert) erreicht ist. Danach wird auf die nächste Amplitude ( $R = -1$ ) gewechselt.
- Beim Incremental Step Test (IST) werden die Amplituden ( $R = -1$ ) in aufsteigender und absteigender Reihenfolge in Blöcken zusammengefasst. Diese Blöcke werden bis zum Bruch der Probe wiederholt [94] [118].

Für die Ermittlung der ZSDK wird in dieser Arbeit der IST verwendet. Der Vorteil besteht darin, dass nur wenige Probekörper, im Prinzip nur eine Probe, benötigt werden, um die vollständige ZSDK zu bestimmen. Ein Sättigungskriterium während der Versuchsdurchführung ist nicht erforderlich. Zu beachten ist, dass hochfeste Stähle kein ausgeprägtes Sättigungsverhalten aufweisen und in der Regel nur zyklisch entfestigen. Daher wäre eine Definition des Sättigungszustands, der beim MST für einen Beanspruchungsamplitudenwechsel nötig wäre, schwierig. Zusätzlich werden

Reihenfolge- und Übertragungseffekte, wie sie häufig in der Realität anzutreffen sind, gegenüber anderen Versuchsdurchführungen erfasst. Nicht erfasst werden der Einfluss von großen Sprüngen in der Beanspruchungsamplitude, sowie Sättigungszustände der einzelnen Amplituden [124].

Das Spannungsverhältnis beträgt beim IST üblicherweise  $R = -1$ . Die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben, insbesondere von schlussgerollten, ist von der Vorspannung abhängig. Diese kann bei einer örtlichen Betrachtung des Werkstoffverhaltens als konstante Mitteldehnung aufgefasst werden. Die Mittelspannungsempfindlichkeit nimmt bei hochfesten Werkstoffen zu, daher ist eine genauere Betrachtung der Mitteldehnung im Kerbdehnungskonzept erforderlich [125].

Für die Charakterisierung des zyklischen Werkstoffverhaltens wird eine modifizierte zylindrische Vollprobe verwendet, vgl. Abbildung 4.1. Gegenüber einer *Hour Glass*-Probe ist der Messbereich konstant. Da die Versuchsbeanspruchung bei einem Spannungsverhältnis von  $R = -1$  liegt (die Probe wird auch druckbeansprucht), ist ein gedrungener Messquerschnitt erforderlich. Daher wird die Proportionalität der Probe aufgegeben. Vorangegangene zyklische Untersuchungen an dieser Probenform haben gezeigt, dass für Baustahl Dehnungen bis  $\epsilon_{a,t} = -3\%$  ohne Ausknicken der Probe möglich sind [124].

Die Beanspruchungsamplituden für den IST werden in Anlehnung an die Untersuchungen von Olveda u. a. [113] gewählt. Um auch kleine Dehnungen zu berücksichtigen, werden weitere Amplituden hinzugefügt. Ein vollständiger Block besteht aus 39 Amplituden. Die mittlere Dehnrate beträgt  $0,02\%/sec$ . Die Belastung wird sinusförmig aufgebracht. Auf Grund der nahezu statischen Beanspruchungsgeschwindigkeit ist eine sinusförmige Belastung zulässig. Die Empfehlungen von ASTM E606/E606M-12 [8] werden berücksichtigt.

## V Versuchsergebnisse

Die ermittelten zyklischen Spannungsdehnungslinien sind in Abbildung 4.3 für die Chargen 2 und 3 enthalten. Ein Vergleich von zyklischer und monotoner Werkstoffkurve zeigt entfestigendes Materialverhalten. Dieses zeigt sich auch bei den Untersuchungen von Olveda u. a. [113] an Schraubenwerkstoffen der Festigkeitsklasse 10.9.

### 4.2.7. Dehnungswöhlerline

Die Dehnungswöhlerlinie (DWL) beschreibt an einer ungekerbten Werkstoffprobe den Zusammenhang zwischen zyklischen stabilisierten Dehnungsamplituden  $\epsilon_{a,t}$  und deren Lastwechselzahlen bis zum Anriss. Die Dehnungsamplitude  $\epsilon_{a,t}$  und die Anrisslastspielzahl  $N$  werden im Diagramm doppeltlogarithmisch aufgetragen. Bei spannungskontrollierten Wöhlerversuchen gilt als Versagenskriterium die Definition des technischen Anrisses von  $0,5\text{ mm}$  an der Oberfläche. Dies entspricht näherungsweise einem Gesamtversagen der ungekerbten Werkstoffprobe im dehnungskontrollierten Versuch [118]. Die Dehnungswöhlerlinie an ungekerbten Proben erfasst im Gegensatz zur (Spannungs-)Wöhlerlinie die Wechselwirkungen zwischen dem elastischen Werkstoffumfeld und den elastisch-plastischen Dehnungsverhältnissen, vor allem bei Risseinleitung im Kerbgrund [118].

Die DWL für eine bestimmte Mittelspannung folgt nach Coffin, Manson und Morrow [118]:

$$\epsilon_{a,t} = \epsilon_{a,el} + \epsilon_{a,pl} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N)^b + \epsilon'_f(2N)^c \quad (4.4)$$

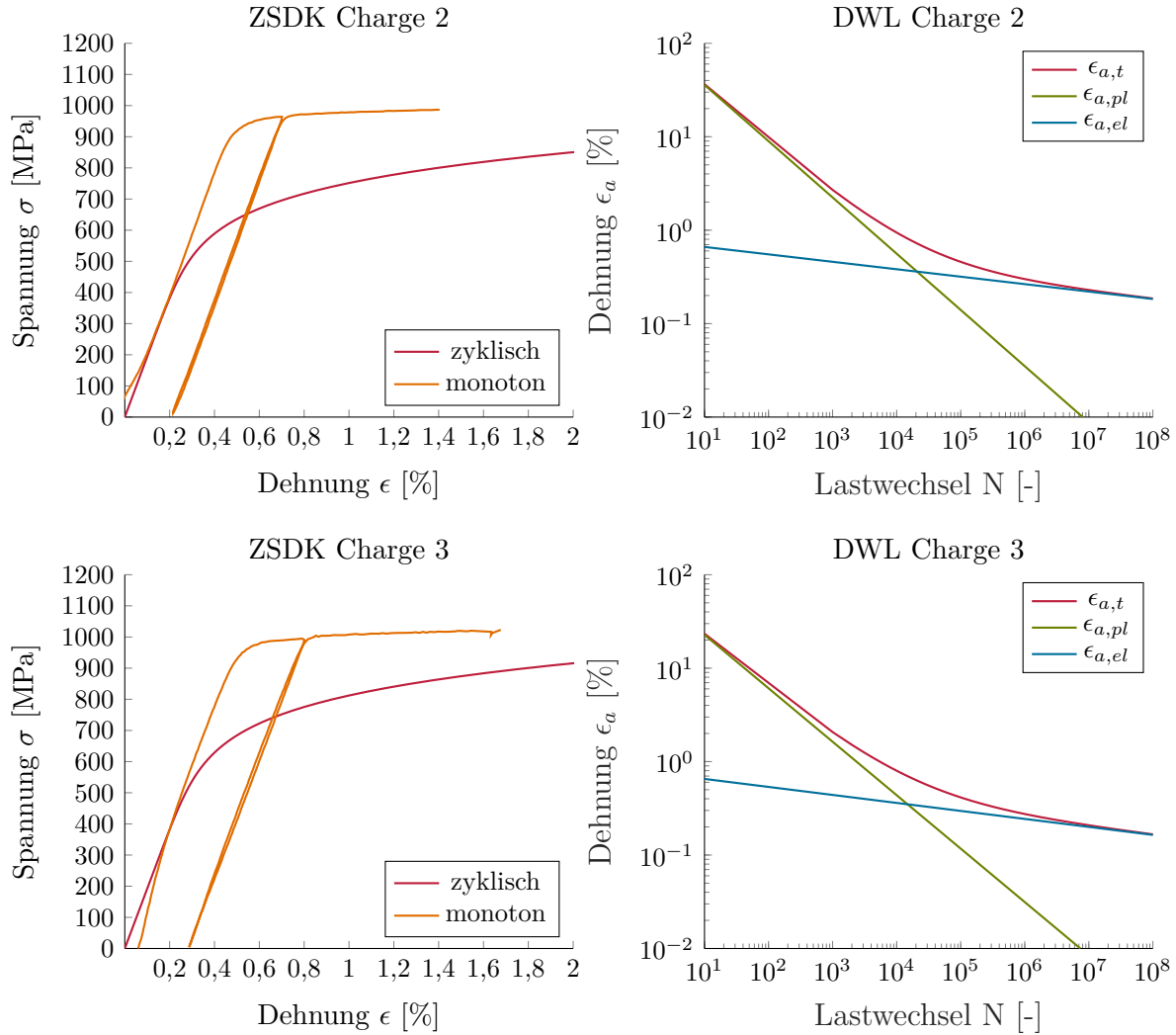


Abbildung 4.3: Statische sowie Zyklische-Spannungs-Dehnungs-Kurve und Dehnungswöhlerlinie: Charge 2 und Charge 3

wobei  $\sigma'_f$  der Schwingfestigkeitskoeffizient,  $\epsilon'_f$  der zyklische Duktilitätskoeffizient,  $b$  der Schwingfestigkeitsexponent und  $c$  der zyklische Duktilitätsexponent ist.

Werden die Versuche zur Ermittlung der ZSDK bis zum Versagen der Probe durchgeführt, können die Ergebnisse auch für die Ermittlung der DWL herangezogen werden. Wie bei der Ermittlung der Kennwerte der ZSDK gelten die selben Vor- und Nachteile für SST, MST und IST. Reihenfolgeeffekte bei IST können bei der Bestimmung der DWL vernachlässigt werden, da die größten Amplituden auch den größten Anteil an der Schadenssumme aufweisen [152]. Jedoch tritt bei diesen Amplituden die geringste Veränderung auf [152].

Die mit dem IST ermittelte DWL ist mit einer 50 %-Überlebenswahrscheinlichkeit definiert. Die Bestimmung der Dauerfestigkeit ist nicht möglich, da keine Durchläufer auftreten können [152].

Um die Parameter der DWL mit dem IST zu bestimmen, gibt es mehrere Verfahren. Eine Übersicht dieser Verfahren ist bei Christ [23] zusammengestellt. Im Rahmen dieser Arbeit wird die DWL mit dem IST bestimmt. Um Kompatibilität mit der ZSDK zu erreichen, ist es erforderlich,

Tabelle 4.4: Zyklische Werkstoffkennwerte aus IST für Charge 2 und 3

Charge	$\sigma'_f$	$b$	$\epsilon'_f$	$c$	$k$	$n$
[-]	[Mpa]	[-]	[%]	[-]	[-]	[-]
2	1633	-0.0796	2.176	-0.6012	1473	0.1322
3	1751	-0.0764	2.876	-0.6178	1537	0.1237

dass

$$K' = \frac{\sigma'_f}{(\epsilon'_f)^{n'}} \quad (4.5)$$

und

$$n' = \frac{b}{c} \quad (4.6)$$

gelten. Über lineare Schadensakkumulation

$$D_B = \sum_{i=1}^q \frac{1}{N_i} \quad (4.7)$$

wird die Schadenssumme  $D$  für einen Amplitudenblock  $B$  aus  $q$  Amplituden gebildet:

$$m_j \cdot D_B = 1 = m_j \cdot 2(\epsilon'_f)^{\frac{1}{c}} \sum_{i=1}^q (\epsilon_{a,pl,i,j})^{-\frac{1}{c}} \quad (4.8)$$

Der zyklische Duktilitätsexponent liegt in der Regel zwischen zwei den Grenzwerten  $-0.85 < c < -0.45$ . Er kann auf mehrere Arten bestimmt werden [152]. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Möglichkeit einer Abschätzung des Duktilitätsexponenten direkt aus dem IST über

$$c = \frac{1}{1 + 5n'} \quad (4.9)$$

vorgenommen [109] [23]. Ausgehend von der Bestimmung dieses Exponenten, können alle weiteren Parameter der DWL berechnet werden.

## Versuchsergebnisse

Ein Vergleich der DWL der untersuchten Schraubenwerkstoffe erfolgt in Abbildung 4.4 mit Literaturdaten aus Boller, Seeger und Vormwald [17]. Die Chargen 2 und 3 sehr nahe beieinander liegen. Leider ist die Datenbasis für Schraubenwerkstoffe gering, somit muss für einen Vergleich auf ähnliche Werkstoffe ausgewichen werden. Der Werkstoff 42CoMo4+QT hat vergleichbare Werkstoffkennwerte und einen entsprechenden Vergütungsprozess durchlaufen. Verlauf und Größenordnung der DWL sind vergleichbar. Lediglich im unteren Lastspielzahlbereich weisen die beiden untersuchten Chargen eine höhere Lebensdauer auf als der Vergleichswerkstoff.

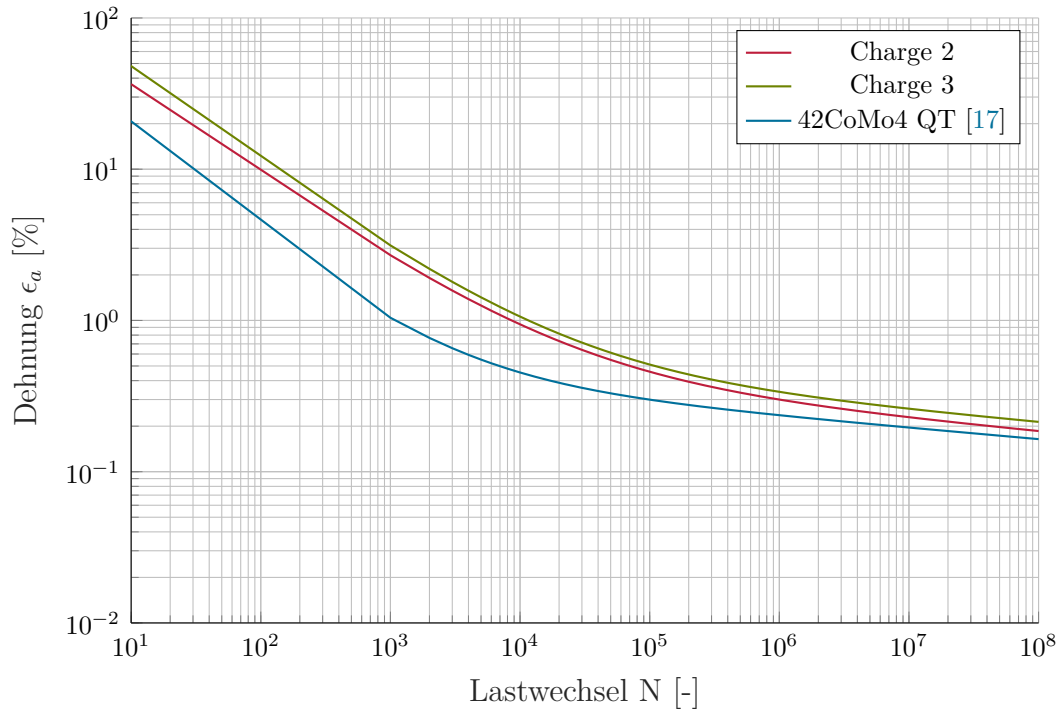


Abbildung 4.4: Dehnungswöhlerlinien der Charges 2 und 3, sowie 42CoMo4+QT aus [17]

#### 4.2.8. Schädigungsparameter

Diese Parameter erfassen die Schädigung als Folge von Ermüdungsvorgängen phänomenologisch. Sie gehen davon aus, dass nur eine geschlossene Hysteresenfolge eine Schädigung im Werkstoff hervorruft. Bestimmte Prozesse oder Teile der Hysteresenfolge haben Auswirkung auf die Schädigung. Je nach Modellannahme werden Spannungen, Dehnungen oder Verformungsenergiedichten als Maß der Schädigung erachtet, vgl. Abbildung 4.5.

Eine Übersicht von Schädigungsparametern ist bei Radaj und Vormwald [118] zu finden. Im Folgenden werden die Schädigungsparameterlinie  $P_{SWT}$  nach Smith, Watson und Topper [137] und die Schädigungsparameterlinie  $P_J$  nach Vormwald und Seeger [153] bestimmt. Sie werden überwiegend in Kerbdehnungskonzepten zur Berechnung der Anrisslebensdauer von Schrauben verwendet.

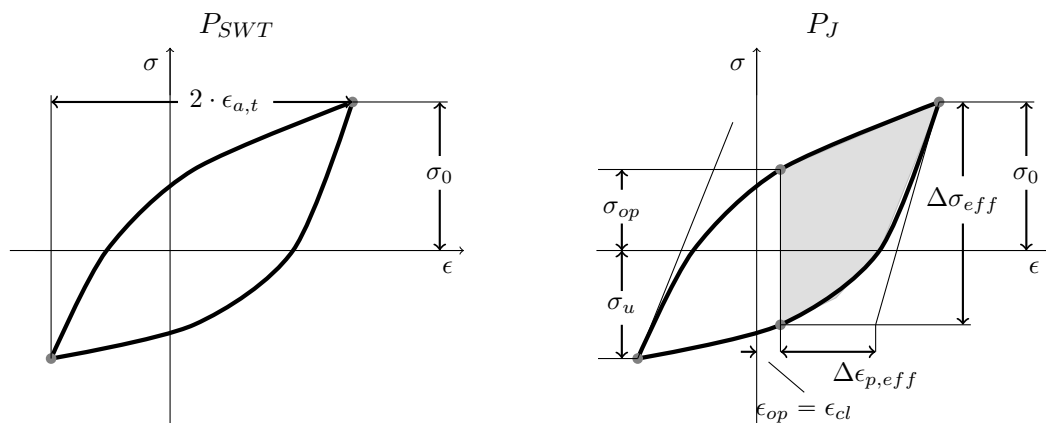


Abbildung 4.5: Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  und  $P_J$  an einer geschlossenen Hysteresenfolge (digitalisiert) [118]

### Schädigungsparameter P<sub>swt</sub>

Der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper [137]

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_o \cdot \epsilon_{a,t} \cdot E} \quad (4.10)$$

ist in Berechnungen weit verbreitet. Er interpretiert die Schädigung als Formänderungsenergie-dichte, die von der Hysteresenfläche im Zugbereich ausgeht und wird durch die Oberspannung  $\sigma_o$  sowie der Gesamtdehnungsamplitude  $\epsilon_{a,t}$  bestimmt [118]. Der Schädigungsparameter–Wöhlerlinie wird aus der DWL für eine beliebige Mittelspannung und -dehnung definiert:

$$P_{SWT} = \sqrt{\sigma_f'^2 (2N)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' E (2N)^{b+c}} \quad (4.11)$$

Der Einfluss der Mittelspannungsrelaxation ist nur in eingeschränktem Maße berücksichtigt. Mit zunehmender Werkstofffestigkeit nimmt die Mittelspannungsempfindlichkeit des Werkstoffes zu. Die Modifikation:

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + M \cdot \sigma_m) \cdot \epsilon_{a,t} \cdot E} \quad (4.12)$$

von Bergmann [11] verbessert die Abbildung der Mittelspannungsrelaxation durch die Berücksichtigung der Mittelspannungsempfindlichkeit  $M$ . Der hier betrachtete Werkstoff der Festigkeitsklasse 10.9 weist eine Mittelspannungsempfindlichkeit von  $M = 0,29$  auf [53].

### Schädigungsparameter P<sub>j</sub>

Der bruchmechanisch begründete Schädigungsparameter  $P_J$  ist von Vormwald und Seeger [153] entwickelt worden. Eine ausführliche Herleitung ist in Haibach [62] enthalten. Das Öffnungs- und Schließverhalten von kurzen Rissen ist die Grundlage des Schädigungsparameters. Er wird mit den Parametern  $\Delta\sigma_{eff}$  und  $\Delta\epsilon_{p,eff}$  abgebildet:

$$P_J = \frac{1,24 \cdot \Delta\sigma_{eff}^2}{E} + \frac{1,02 \cdot \Delta\sigma_{eff} \cdot \Delta\epsilon_{p,eff}}{\sqrt{n'}} \quad (4.13)$$

Die Ermittlung des Schädigungsparameters erfolgt mit  $R_m$  und  $E$  sowie den Parametern der ZSDK und der DWL. Die Schädigungsparameter–Wöhlerlinie muss horizontweise iterativ bestimmt werden.

Die Oberspannung  $\sigma_o$  ergibt sich bei  $R = -1$  im vorgegebenen Lastwechsel  $N$  [62]:

$$\sigma_o = -\sigma_u = \sigma_f' \cdot (2N)^b \quad (4.14)$$

$$\epsilon_o = -\epsilon_u = \left(\frac{\sigma_f'}{E} \cdot (2N)^b + \epsilon_f' \cdot (2N)^c\right) \quad (4.15)$$

Vormwald und Seeger [153] postulieren, dass die örtlichen Spannungen zu einem Rissöffnen  $\sigma_{op}$  und Riss schließen  $\sigma_{cl}$  führen. Die Rissöffnungsspannung  $\sigma_{op}$  für einen kleinen halbkreisförmigen Oberflächenriss folgt den Parametern  $A_i$ :

$$\sigma_{op} = \sigma_o \cdot (A_0 + A_1 \cdot R) \quad \text{für } R < 0 \quad (4.16)$$

$$\sigma_{op} = \sigma_o \cdot (A_0 + A_1 \cdot R + A_2 \cdot R^2 + A_3 \cdot R^3) \quad \text{für } R \geq 0 \quad (4.17)$$

mit

$$A_0 = 0.535 \cdot \left( \cos \left( \frac{\pi \cdot \sigma_o}{2 \cdot \sigma_F} \right) \right), \quad (4.18)$$

$$A_1 = 0.344 \cdot \frac{\sigma_o}{\sigma_F}, \quad (4.19)$$

$$A_2 = 1 - A_0 - A_1 - A_3, \quad (4.20)$$

$$A_3 = 2 \cdot A_0 + A_1 - 1, \quad (4.21)$$

Das Werkstoffverhalten wird über

$$\sigma_F = 0.5 \cdot (\sigma'_{0,2} + R_m), \text{ mit:} \quad (4.22)$$

$$\sigma'_{0,2} = K' \cdot 0.002^{n'} \quad (4.23)$$

angezeigt.

Die Rissöffnungsdehnung für den aufsteigenden Hysteresenast folgt:

$$\epsilon_{op} = \epsilon_u + \frac{\sigma_{op} - \sigma_u}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\sigma_{op} - \sigma_u}{2 \cdot K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (4.24)$$

Aus der Rissschließdehnung auf dem abfallenden Hysteresenast wird die effektive Spannungsschwingbreite unter der Bedingung  $\epsilon_{cl} = \epsilon_{op}$  iterativ bestimmt:

$$\frac{\Delta\sigma_{eff}}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma_{eff}}{2 \cdot K'} \right)^{\frac{1}{n'}} - (\epsilon_{op} - \epsilon_u) = 0 \quad (4.25)$$

Daraus kann die effektive plastische Dehnungsschwingbreite ermittelt werden:

$$\Delta\epsilon_{pl,eff} = 2 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma_{eff}}{2 \cdot K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (4.26)$$

Dem folgt die Schädigungsparameter-Wöhlerlinie in doppeltlogarithmischer Darstellung:

$$N = N_D \cdot \left( \frac{P_J}{P_{J,D}} \right)^{m_j} = \frac{P_J^{m_j}}{C} \quad \text{für: } P_J > P_{J,D} \quad (4.27)$$

$$N = \infty \quad \text{für: } P_J < P_{J,D} \quad (4.28)$$

Der Parameter  $C$  und der Koeffizient  $m_j$  lassen sich über lineare Regression in doppeltlogarithmischer Darstellung bestimmen. Der Parameter  $P_{J,D}$  wird aus Versuchsergebnissen im Dauerfestigkeitsbereich berechnet. Da sich die Schädigungsparameter-Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich ebenfalls mit den Parametern  $C$  und  $m_j$  beschreiben lässt, wird auf eine gesonderte Ermittlung verzichtet [62].

Der Mittelspannungseinfluss wird über die Mittelspannungsempfindlichkeit  $M$  berücksichtigt [53]:

$$a_{mitt} = 0.4 - \frac{M}{4} \quad \text{für } \sigma_m \leq 0 \quad a_{mitt} = 0.47 \cdot (1 - 1.5 \cdot M) \cdot (1 + R)^{1+R+M} \quad \text{für } \sigma_m \geq 0 \quad (4.29)$$

Die Koeffizienten  $A_0 + a_{mitt}$  und  $A_1 + a_{mitt}$  werden modifiziert.

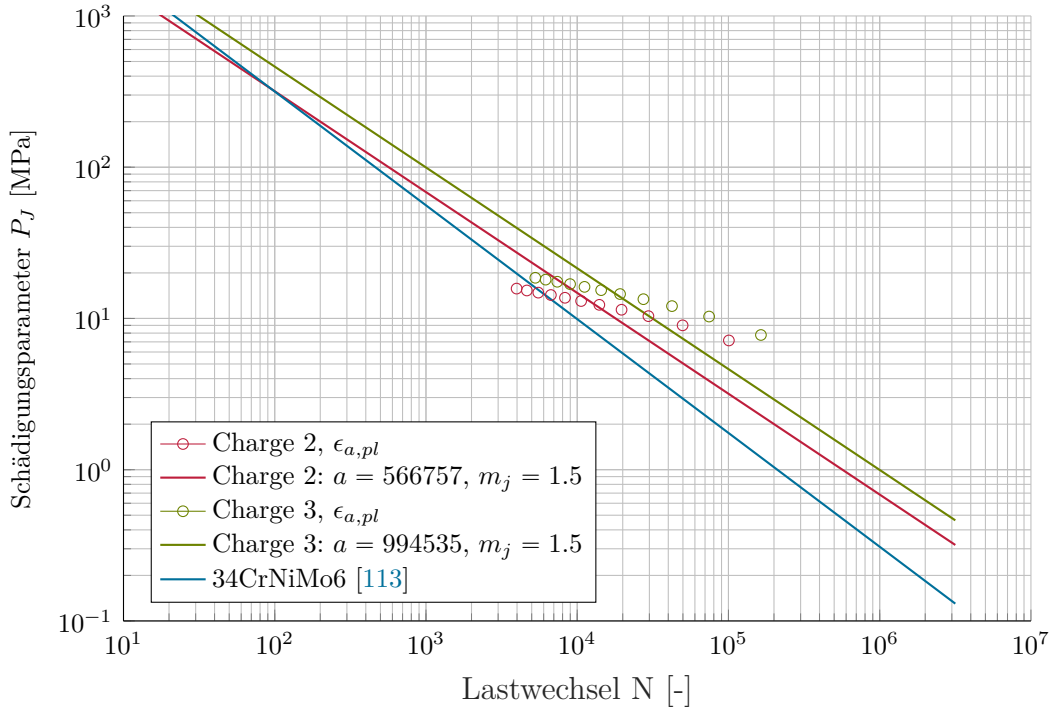


Abbildung 4.6: Der Verlauf des Schädigungsparameters  $P_J$  für die Charge 2 und 3, sowie der Vergleich zu 34CrNiMo6 [113]

Im Rahmen dieser Arbeit ist der Schädigungsparameter  $P_J$  auf Grundlage des IST ermittelt. Reihenfolgeeffekte, die sich aus dem Versuchsablauf ergeben, spiegeln sich im Schädigungsparameter wider. Wie für die DWL schon gezeigt, stellt der IST eine ausreichend genaue Näherung sicher [152].

Für die Chargen ist der Verlauf des Schädigungsparameters im Zeitfestigkeitsbereich ermittelt, vgl. Abbildung 4.6. Der Verlauf eines Schraubenwerkstoffs 34CrNiMo6 ist Olveda u. a. [113] entnommen. Hier ist, wie auch bei der DWL, zu erkennen, dass die ermittelte Schädigungslinie zu leicht höheren Lastspielzahlen führt als die Referenz. Dies ist im Wesentlichen auf Abweichungen bei der Bestimmung der Anrisslebensdauer im IST sowie auf die allgemeine Streuung des Werkstoffs zurückzuführen.

### 4.3. Probencharakterisierung

Die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben wird von Werkstoffeigenschaften, aber auch von der besonderen Schraubengeometrie und dem Herstellungsprozess beeinflusst. Daher ist es erforderlich, wesentliche Eigenschaften am Bauteil Schraube zu untersuchen.

#### 4.3.1. Geometrie

Die Gewindeform ist in Abbildung 1.2, Abschnitt 1.2.2 dargestellt. Die Gewindefinheit  $d/P$ , das Verhältnis von Gewindenennndurchmesser zu Gewindesteigung, beträgt  $P_{M24} = 8$ ,  $P_{M36} = 9$  und  $P_{M48} = 9,6$ . Bei kleinen Gewindedurchmessern verläuft die Gewindefinheit nichtlinear. Gewinde ab M 64 weisen eine lineare Gewindefinheit auf, da die Gewindesteigung konstant bei  $P = 6$  gehalten wird [25]. Somit liegen die untersuchten Gewindegrößen im nichtlinearen Bereich der Gewindefinheiten.



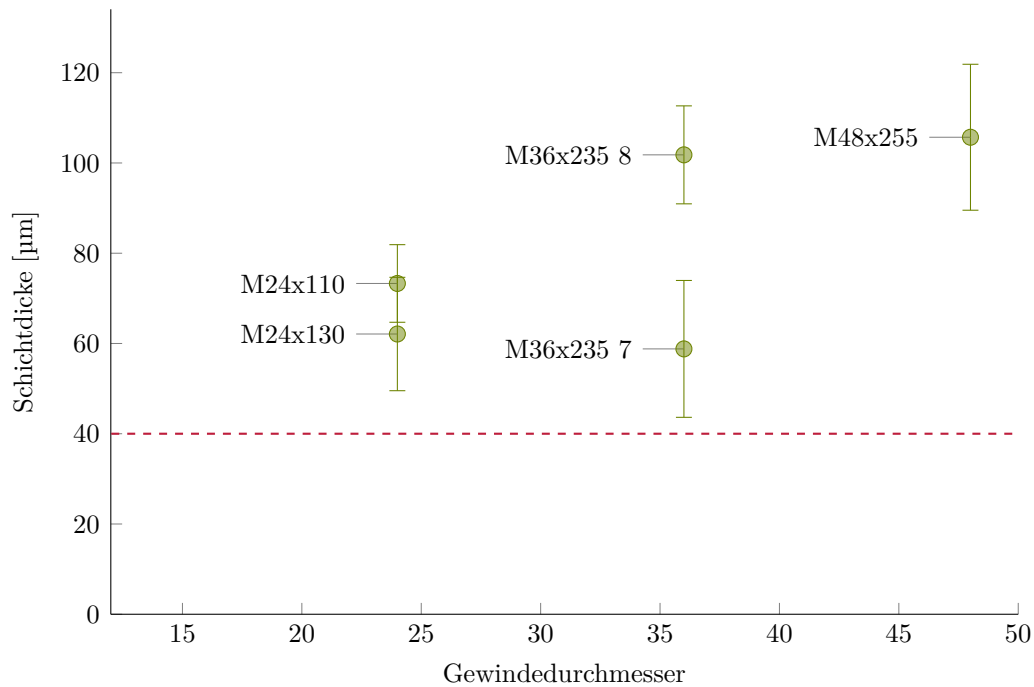


Abbildung 4.7: Zinkschichtdicke, gemessen am Schraubenkopf für M 24, M 38, M 48

Um den Einfluss der Schraubenlänge auf die Ermüdungsfestigkeit gering zu halten, wird versucht, ein möglichst konstantes Verhältnis von Nenndurchmesser zu Nennschraubenlänge zu erreichen. Aufgrund der Verfügbarkeit von HV-Schrauben bei Herstellern, kann für M 24 und M 48 ein Verhältnis von  $l_s/d \approx 5.5$  erreicht werden. Die Gewindegröße M 36 hat das Verhältnis von  $l_s/d \approx 6.3$ .

### 4.3.2. Feuerverzinkung

Die Prüfkörper der Gewindegrößen M 36 und M 48 haben Normaltemperaturverzinkung (NT). Beim Feuerverzinken ist die Temperatur des Zinkbades 455 °C bis 480 °C, die Durchlaufzeit beträgt wenige Minuten [40].

Die Schichtdicke ist mit mindestens 5 Messungen zu überprüfen. Sie an Kopf, an Kopfflanke und Schraubenstirnseite bestimmt. Sie muss mindestens 40 µm und mindestens im Mittel 40 µm betragen [40].

Die Schichtdicken werden mit dem Schichtdickenmessgerät *eXacto FN* gemessen, das ein magnet-induktives Verfahren gemäß [40] verwendet. Die Messunsicherheit beträgt  $\pm 2 \mu\text{m} + 3 \%$  vom Messwert. Je Messstelle werden 10 Wiederholungsmessungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind für die Messstelle am Schraubenkopf in Abbildung 4.7 dargestellt. An allen Messstellen sind die Mindestanforderungen eingehalten. Die Zinkschichtdicken der zwei Produktionschargen zu der Gewindegröße M 24 liegen sehr dicht beieinander. Die zwei Produktionschargen mit der Gewindegröße M 36 liegen im Vergleich zum M 24 deutlich auseinander. Die Zinkschichtdicken der M 36 HV-Schraube aus der Charge 2a und der M 48 HV-Schraube sind in etwa gleich stark.

Bei einer Zinkschichtdicke von 100 µm, wie sie sowohl bei der M 36-Schraube als auch bei der M 48-Schraube vorliegt, ist im Vergleich zur unverzinkten Schraube mit einer Reduktion der Lebensdauer um ca. 20 % zu rechnen [136].

### 4.3.3. Mikroschliffe

Von jeder Größe und für jeden Herstellungszustand werden Mikroschliffe angefertigt. Die Proben werden durch Sägen aus dem Gewindebereich herausgetrennt und anschließend plan gefräst. Dann werden die Proben in Kunstharz eingebettet, geleppt und poliert. Es werden sowohl fotografische Aufnahmen in ungeätzttem sowie in geätzttem Zustand angefertigt. Die Ätzung erfolgt mit Nital. Bei den feuerverzinkten Proben ist im oberflächennahen Bereich weißer Saum zu erkennen. Dies wird auf einen Ätzangriff zurückgeführt, der durch die Zinkbeschichtung hervorgerufen ist. Die Mikroschliffe wurden am Institut für Füge- und Schweißtechnik, TU Braunschweig, erstellt.

Die Grundgefüge, dargestellt in Abbildung 4.8a, Abbildung 4.8c, Abbildung 4.8e und Abbildung 4.8g, zeigen ein normales Vergütungsgefüge. Es ist bei verschiedenen Schraubengrößen kein deutlicher Unterschied der Korngrößen erkennbar (Abbildung 4.8e und Abbildung 4.8g haben eine stärkere Vergrößerung).

Der Gewindegrund der schlussvergütet, feuerverzinkten M 24 10.9 HV-Schraube findet sich in Abbildung 4.8b. Die Feuerverzinkung zeigt den 3-phasigen Aufbau einer NT-Feuerverzinkung.

Alle verzinkten Gewindegrößen weisen ähnliche Schwindrisse in der Zinkschicht auf, ähnliche Befunde können an NT- und HT- feuerverzinkten HV-Schrauben festgestellt werden [111], [136]. Allerdings treten diese Risse in besonderem Maße bei der Gewindegröße M 36 auf.

### 4.3.4. Härtemessung

An den Mikroschliffen der M 12, M 36 und M 48 HV-Schrauben werden Härtemessungen nach Vickers HV 0.2 vorgenommen, vgl. Abbildung 4.9. Die Prüfkraft liegt im Kleinlastbereich (HV 0.2 - 5). Es gibt eine geometrische Ähnlichkeit der Eindruckflächen des Prüfdiamanten bei unterschiedlichen Lasten innerhalb des Kleinlastbereichs. So können die gemessenen HV 0.2 mit den geforderten HV 0.3 der Norm verglichen werden [10]. Die Proben werden aus dem Gewindebereich einer unbelasteten und einer zyklisch belasteten Probe entnommen, sie liegen jedoch nicht in der selben Schnittebene. Die belastete Probe wird dem von der Mutter überdeckten Bereich entnommen. Die Härte wird in einem Prüffeld von 6,1 mm x 7 mm mit einer Ortsauflösung von 0,1 mm automatisiert bestimmt. Dabei fällt ein Teil der Messungen in den Bereich der Einbettung der jeweiligen Probe. Deshalb kommt es im Übergangsbereich von Mikroschliff und Einbettung zu Verfälschungen. Die gemessenen Rohdaten werden über eine lineare Interpolation angepasst.

An der schlussgerollten, unbelasteten M 48 Probe nimmt die Härte vom Kern zum Gewindegrund hin deutlich zu. Ebenfalls liegt auf der Flanke eine moderate Zunahme der Härte vor, die jedoch nicht die Härte des Gewindegrundes erreicht. Zusätzlich ist ein Härteanstieg nahe der Oberfläche der geneigten Gewindeflanken zu erkennen. Beim Aufrollen des Gewindes wird das Material, besonders im Gewindegrund und auf den Flankenoberflächen, stark verfestigt. Ein Härteanstieg im verfestigten Bereich ist somit die Folge [130] [6] [82]. Dieses Verhalten zeigt sich auch bei Härtemessungen an gerollten M 48 Gewinden aus dem unvergüteten Werkstoff S460N [148].

An der schlussgerollten, belasteten M 48 Probe ist ebenfalls ein steiler Härteanstieg vom Gewindekern zum Gewindegrund zu erkennen. Der Spitzenwert erreicht im Gewindegrund jedoch nicht den der unbelasteten Probe. Der Härteverlauf vom Gewindekern zur Flankenspitze ist steiler als bei der unbelasteten Probe. Infolge der zyklischen Beanspruchung scheint ein Teil der Verfestigung im Gewindegrund abgebaut worden zu sein. Diese Beobachtung deckt sich mit der an zyklisch belasteten M 48 Zugstangen. Auch hier kann eine Abnahme der Härte gezeigt werden [148].

Die Härte der schlussvergütet, feuerverzinkten M 24 Probe verläuft sowohl im Gewindegrund, als auch auf der Flanke nahezu konstant. Der leichte Anstieg auf der Gewindeflanke im oberflächennahen Bereich kann auf eine Aufkohlung innerhalb des zulässigen Rahmens deuten. Ein Härteanstieg im Gewindegrund infolge des Gewinderollens liegt nicht vor.

Bei der schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 Probe verläuft auf der Flanke die Härte nahezu konstant. Auffällig ist der Abfall der Härte im Bereich des Kerndurchmessers. Eine Verfestigung im Gewindegrund infolge des Schlussrollens ist zu erkennen, wenn sie auch nicht die selbe Größenordnung wie bei den schlussgerollten M 48 Gewinden hat. Es scheint, dass die Feuerverzinkung Einfluss auf die Härte hat. Dies kann jedoch nicht abschließend geklärt werden, da keine unverzinkten M 36 Proben der selben Charge vorliegen.

Die Härtemessungen werden zur Aufkohlungsprüfung herangezogen. Eine zu starke Zu- oder Abnahme des Kohlenstoffs kann zu einer deutlichen Beeinflussung der Eigenschaften eines Bauteils führen. Die Prüfung besteht aus einem zweistufigen Testverfahren nach DIN EN ISO 898-1 [43]. Die Entkohlungsprüfung stellt fest, ob an der Oberfläche von wärmebehandelten Schrauben eine zu starke Entkohlung vorliegt. Eine Aufkohlung oder Entkohlung liegt für Gewindegrößen von M 24 bis M 48 nicht vor. Im Allgemeinen ist der Einfluss einer Randentkohlung auf die Dauerfestigkeit von Schrauben gering. Die Entkohlung wirkt negativ auf die statische Tragfähigkeit und auf das Anziehverhalten bei der Montage, somit indirekt auf die Höhe der Vorspannung [143].

## 4.4. Erkenntnisse

Die untersuchten mechanischen Eigenschaften der Chargen 1 bis 3 erfüllen die Anforderungen der Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN EN 14399-4 [35].

Unter zügiger Beanspruchung liegen die Werkstoffeigenschaften sehr dicht beieinander. Es kann kein Einfluss des Herstellungsverfahrens auf die Werkstoffeigenschaften festgestellt werden.

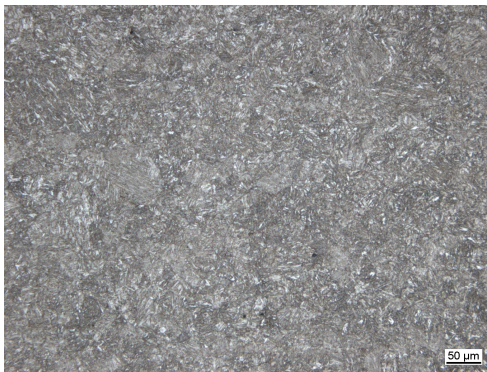
Die ZSDK zeigt über Werkstoffchargen hinweg starkes zyklisches Entfestigen. Dies tritt auch bei sehr kleinen Dehnungsamplituden auf. Für die Chargen 2 und 3 ist die Dehnungswöhlerlinie bestimmt worden. Auch sind die Beanspruchbarkeitslinien der Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  und  $P_J$  erfasst worden. Quantitativ liegen diese Linien im Bereich von vergleichbaren Werkstoffen, die die Anforderungen der Festigkeitsklasse 10.9 erfüllen.

Die untersuchten Werkstoffchargen zeigen ein normales Vergütungsgefüge. Im Kerbgrund ist bei schlussgerollten Gewinden eine zeilige Gefügestruktur zu erkennen. In der Zinkschicht sind Schwindrisse vorhanden. Diese sind bei Gewindegröße M 36 besonders ausgeprägt.

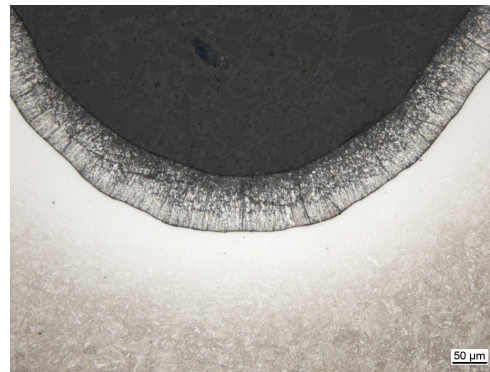
Das Härtefeld ist an mehreren Mikroschliffen bestimmt. Im Gewindegrund steigt die Härte bei schlussgerollten Gewinden deutlich an, zum Gewindekern hin nimmt die Härte schnell ab. Dies geht auf die Verfestigung des Werkstoffes beim Gewinderollen zurück. Bei zyklischer Beanspruchung nimmt die Härte im Randbereich ab.

Generell lässt sich feststellen, dass die Eigenschaften der Stichprobe die Mindestanforderungen der DIN EN 14399-1 [33] erfüllen. Somit ist die Stichprobe für weitere Untersuchungen geeignet.

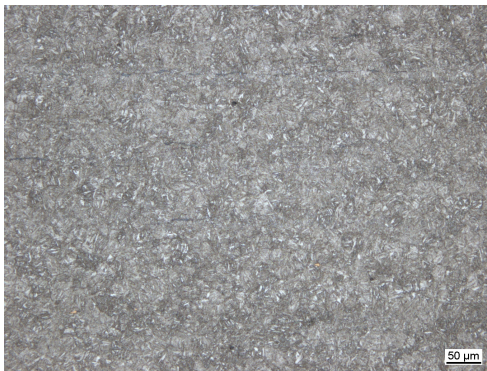




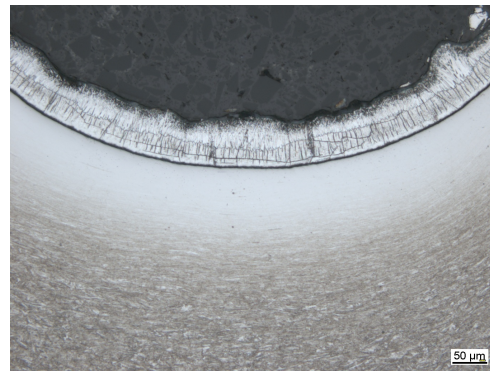
(a) M 24, SV



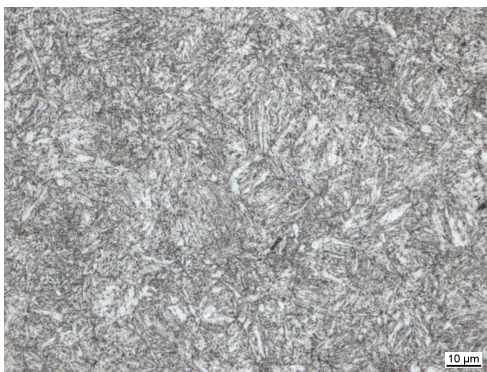
(b) M 24, SV



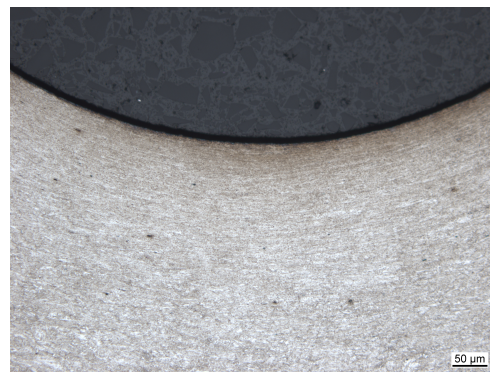
(c) M 36, SG, tZn



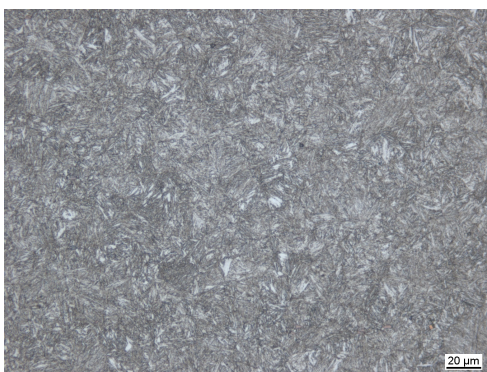
(d) M 36, SG, tZn



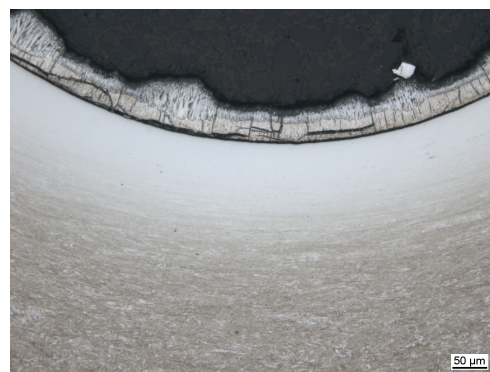
(e) M 48, SG



(f) M 48, SG



(g) M 48, SG, tZn



(h) M 48, SG, tZn

Abbildung 4.8: Mikroschliffe, M 24, M 36 und M 48 HV-Schrauben

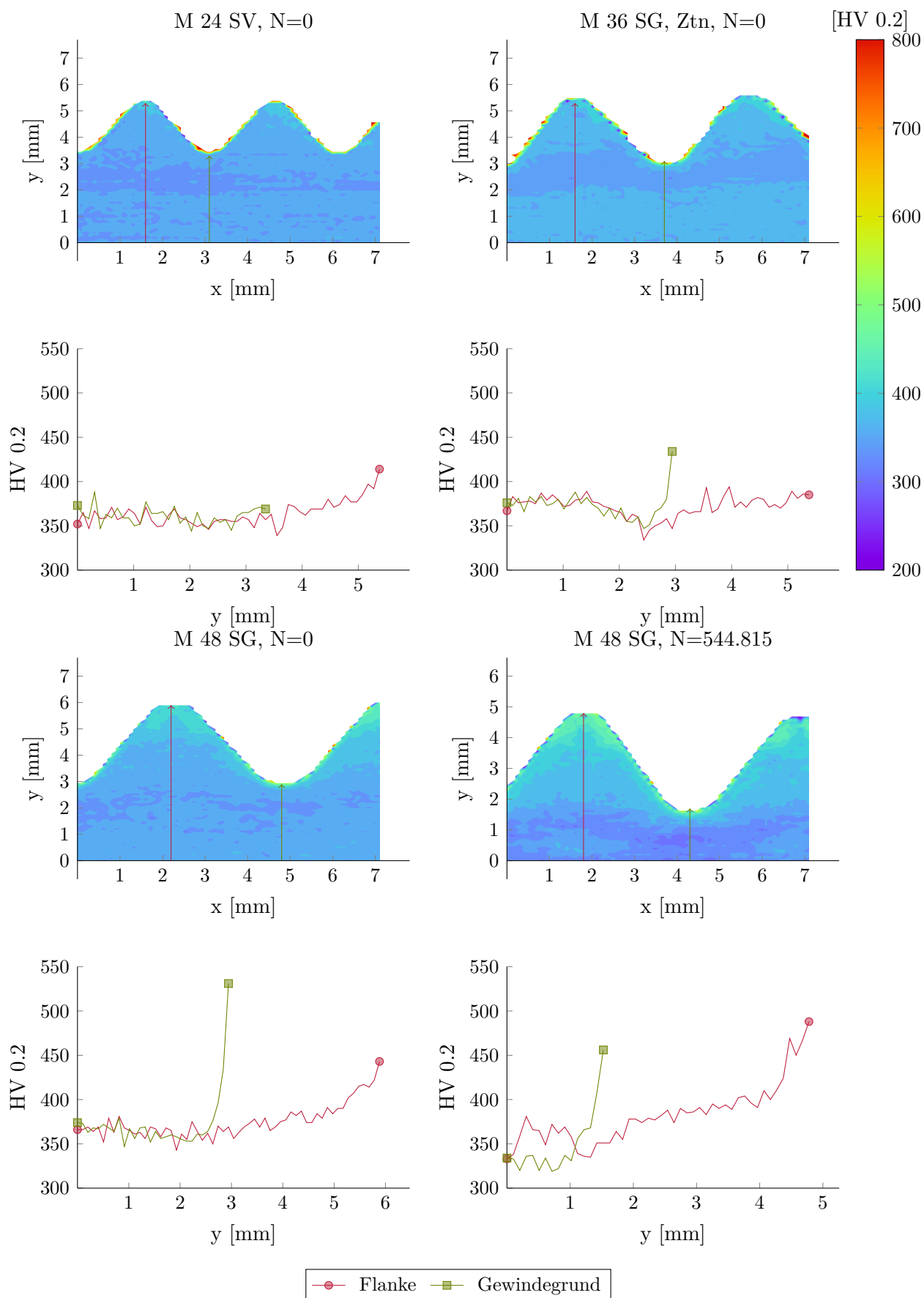


Abbildung 4.9: Härtemessungsfeld an schlussgerollten und schlussvergüteten HV-Schrauben, zyklisch unbelastet und belastet



## 5. Wöhlerversuche

Um den Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von großen schlussgerollten HV-Schrauben zu untersuchen, werden Wöhlerversuche überwiegend im Zeitfestigkeitsbereich HCF durchgeführt. Die aufgebaute Datenbasis wird zur Validierung des Kerbdehnungskonzepts für schlussgerollte HV-Schrauben herangezogen. Außerdem werden Wöhlerlinien an großen schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben sowie an kleinen schlussvergütet, feuerverzinkten HV-Schrauben bestimmt. Mit diesen Daten kann eine Bewertung des Kerbfalls des Konstruktionsdetails *Gewinde* nach DIN EN 1993-1-9 [39] und VDI 2230 [149] im Nennspannungskonzept vorgenommen werden. Teilergebnisse der Ermüdungsversuche sind bereits bei Unglaub, Reininghaus und Thiele [147] veröffentlicht.

### 5.1. Versuchsaufbau

Die verwendeten Messaufbauten sind in Abbildung 5.1 enthalten. Versuchsaufbau A entspricht den Anforderungen der DIN 969 [29] für Schwingfestigkeitsuntersuchungen an Schrauben. Der Versuchsaufbau B ist eine modifizierte Version des Aufbaus A. Beim Aufbau A mit beidseitiger Prüfaufnahme wird immer das gesamte Bauteil Schraubengarnitur untersucht. Daher können unterschiedliche Bruchorte auftreten, z. B. der Bruch im ersten tragenden Gewindegang oder der Bruch am Übergang von Kopf zum Schraubenschaft, vgl. Abbildung 5.6. Bei Versuchsaufbau B wird der Schraubenkopf abgedreht und mit einem hydraulischen Rundspannzeug flächig gefasst. Somit tritt nur noch ein Versagensmodus auf, nämlich der Bruch im Gewinde. Dies ist die Voraussetzung für eine lokale Betrachtung der Ermüdungseigenschaften des Gewindes. Allerdings sind Aussagen über die Schraubengarnitur mit diesem Aufbau nicht zulässig.

Die kraftkontrollierten Wöhlerversuche werden im 1 MN-Hochfrequenzresonanzpulsor des Institutes für Stahlbau, TU Braunschweig, durchgeführt. Der *InterfaceForce Inc.* Kraftmesssensor hat einen relativen Fehler von 0,040 %. Der Wegsensor entspricht der Klassifizierung 0.5 (Class 0.5).

Zur Sicherung der Vergleichbarkeit der Ergebnisse wird ein Sensor entwickelt, mit dem eine Schiefstellung des Laststranges und der Anbauteile quantifiziert werden kann. Er wird auch verwendet, um den Aufbau auszurichten. Der Sensor ist für die beiden Prüfaufbauten in Abschnitt A.2 abgebildet. Er besteht aus einer zylindrischen Probe mit M48x2x255 Feingewinde aus dem Werkzeugstahl 42CrMo4+QT. Im verjüngten Messquerschnitt sind 4 Dehnungsmessstreifen (DMS) im Viertelkreis angeordnet. Bei jedem Ändern des Laststrangs werden zwei Be- und Entlastungen durchgeführt und die Dehnungen  $\epsilon_i$  aufgezeichnet. Die zulässige maximale Dehnungsüberhöhung:

$$\frac{\max \epsilon_i}{(\sum_1^4 \epsilon_i) / 4} < 0.06 \quad (5.1)$$

wird in Anlehnung an DIN 969 [29] gewählt.

Die Prüffrequenz liegt bei 45 Hz bis 50 Hz. Ein Anriss der Probe geht mit einer Veränderung der Steifigkeit des Messaufbaus und somit der Prüffrequenz einher.

Da der technische Anriss in dem Bereich liegt, der von der Mutter verdeckt ist, wird das Versuchsende mit dem vollständigen Bruch, bzw. der übermäßigen Zunahme des Maschinenwegs bei der



Tabelle 5.1: Wöhlerversuche: Einflussgrößen, Versuchsanzahl, Versuchsbereich

Gewinde	M 24	M 36	M 48
SG	-	-	4; 12; -
SG, tZn	-	-; 13; 6	6; 15; -
SV, tZn	-; 13; -	-	-
Versuchsaufbau A; Versuchsaufbau B HCF; Versuchsaufbau B LLF			

Lebensdauer  $N_B$  definiert. Als zusätzliches Kriterium wird eine Änderung der Prüffrequenz um  $\pm 1$  Hz, verbunden mit einem kurz darauf erfolgten Bruch, als Anrisslebensdauer  $N_A$  festgelegt.

Durch Verwendung einer Klimaanlage entspricht die Prüfraumtemperatur ca.  $21^\circ\text{C}$ . Die Probenoberflächentemperatur wird stichprobenhaft überwacht. Es ist keine übermäßige Probenerwärmung festgestellt worden.

Die Versuche werden nach den Formblättern der DIN 50100 [27] vgl. Abschnitt A.5 dokumentiert.

## 5.2. Versuchsparmeter

Das Hauptaugenmerk liegt auf den Wöhlerversuchen an M 36 und M 48 HV-Schrauben. Neben der Nennspannungsamplitude  $\sigma_a$  werden Gewindegröße und Herstellungszustand des Gewindes variiert. Die Mittelspannung ist bei allen Versuchen konstant gehalten, Zielgröße ist die Lastspielzahl. Eine Übersicht der Einflussgrößen bietet Tabelle 5.1.

Die Wöhlerversuche werden im Einstufenkollektiv auf mehreren Lasthorizonten im Zeitfestigkeitsbereich (HCF) durchgeführt. Zusätzlich wird für die M 36 Gewindegröße der Langzeitfestigkeitsbereich (LLF) genauer betrachtet.

Die DIN EN 1993-1-9 [39] fordert eine Mindestanzahl an Versuchen von  $n = 10$ , um die Zeitfestigkeitslinie zu bestimmen. Um eine bessere statistische Absicherung zu erhalten, wird die Anzahl der Prüfkörper im HCF auf mindestens 12 festgelegt. Nach DIN 50100 [27] sind auch im LLF mindestens  $n = 10$  Wöhlerversuche erforderlich. Für die Untersuchungen im LLF stehen für M 36 nur  $n = 6$  Prüfkörper zur Verfügung.

Bei allen Wöhlerversuchen wird die Mittelspannung  $\sigma_m = 0.6 \cdot R_{p,0.2}$  im Zugschwellbereich konstant gehalten. Sie wird in Anlehnung an die Regelvorspannung  $\sigma_m = 0.7 \cdot R_{p,0.2}$  gewählt. Aufgrund der begrenzten Prüfkapazität der Testanlage kann nicht die volle erforderliche Mittelnennspannung geprüft werden. Wie in Abbildung 2.5 dargestellt, hat die Mittelnennspannung (Vorspannung) Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben. Durch Absenken der Vorspannung ist mit einer Zunahme der Lebensdauer von ca. 7 % bei schlussgerollten Schrauben zu rechnen [149]. Da bei allen durchgeführten Ermüdungsversuchen die Mittelnennspannung konstant ist, bleibt die Vergleichbarkeit der Ergebnisse untereinander erhalten.

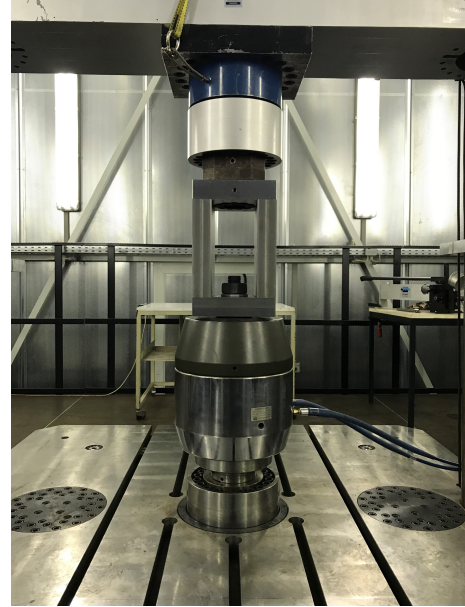
## 5.3. Auswertungsverfahren

Bei der Auswertung zyklischer Untersuchungen im HCF sind zwei Methoden zu unterscheiden: Horizontenverfahren und Perlenschnurverfahren. Beim ersten Verfahren werden auf zwei oder

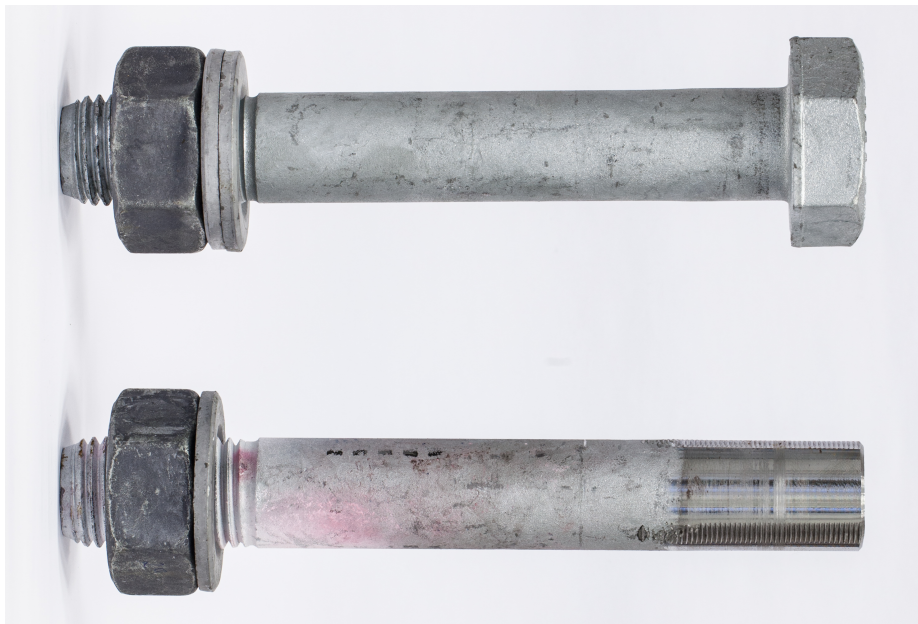




(a) Versuchsaufbau A, Wöhlerversuch mit beidseitiger Aufnahme



(b) Versuchsaufbau B, Wöhlerversuch mit einseitiger Aufnahme



(c) Versuchsaufbau A, Prüfkörper (oben)  
Versuchsaufbau B, modifizierter Prüfkörper (unten)  
Abbildung 5.1: Versuchsaufbau Wöhlerversuch

mehreren Lasthorizonten mehrere Wöhlerversuche durchgeführt. Üblicherweise werden die Versuche über Regression der Mittelwerte der einzelnen Lasthorizonte ausgewertet, damit ist die 50 %-Ausfallwahrscheinlichkeit der Zeitfestigkeitslinie ermittelt. Der Vorteil dieser Methode ist, dass für die einzelnen Lasthorizonte jeweils eine, wenn auch unsichere Streuung, bestimmt werden kann [104].

Beim Perlenschnurverfahren werden mehrere Wöhlerversuche auf mehreren Lasthorizonten entlang der Zeitfestigkeitslinie durchgeführt. Über Regression aller Versuche werden Mittelwert, Standardabweichung und Neigung, sowie Lage der Zeitfestigkeitslinie in der Grundgesamtheit geschätzt. Diese Linie entspricht der 50 %-Ausfallwahrscheinlichkeit einer Probe. Die Methode setzt voraus, dass die Streuung im Zeitfestigkeitsbereich für jeden Lasthorizont konstant ist. Beide Verfahren können auch kombiniert werden [104].

Mit beiden Methoden ist eine Berechnung für geringe Ausfallwahrscheinlichkeiten möglich. Ausgehend von der 50 %-Zeitfestigkeitslinie, kann eine beliebige Ausfallwahrscheinlichkeit berechnet werden. Sie ist von Stichprobengröße, Quantil-Verteilungsform, sowie deren Parameter, z.B. Standardabweichung abhängig [104].

In doppeltlogarithmischer Darstellung folgt die Zeitfestigkeitslinie:

$$N = C \cdot \sigma_a^{-k} \quad (5.2)$$

einem linearen Verlauf, der mit  $N$  über die Lage  $C$ , Neigung  $k$  und der Nennspannungsamplitude  $\sigma_a$  beschrieben wird. Aus Anwendung des Logarithmus folgt:

$$\log N = \log C + k \cdot \log \sigma_a \quad (5.3)$$

Die Regression geht von einem linearen Zusammenhang zwischen  $N$  und  $\sigma_a$  aus, wobei  $N$  die Zufallsvariable ist, in deren Richtung ausgewertet werden muss:

$$\log N = \log C - k \cdot \log \sigma_a + e \quad (5.4)$$

Dabei sind  $C$  und  $k$  freie Parameter, die bestimmt werden müssen. Dazu wird die Summe der kleinsten Fehlerquadrate gebildet, wobei der Fehler  $e$  ein Minimum darstellt. Dies führt zu:

$$k = \frac{n \cdot \sum (N_i \cdot \sigma_{a,i}) - \sum N_i \cdot \sum \sigma_{a,i}}{n \cdot \sum N_i^2 - (\sum N_i)^2} \quad (5.5)$$

und

$$\log C = \frac{1}{n} \left( \sum N_i - k \cdot \sum \sigma_{a,i} \right). \quad (5.6)$$

Mit Hilfe einer Verteilungsfunktion kann eine beliebige Ausfallwahrscheinlichkeit ermittelt werden. Die DIN 50100 [27] geht hierbei von einer logarithmischen Normalverteilung der Grundgesamtheit für die der Zufallsvariable  $N$  aus. Somit ist  $\log(N)$  normalverteilt. Beim Perlenschnurverfahren wird die Standardabweichung durch das Verschieben aller Versuchspunkte parallel zur Regressionsgeraden auf einen gemeinsamen fiktiven Lasthorizont ermittelt. Dabei bleiben auf dem fiktiven Lasthorizont die berechneten Abstandsquadrate erhalten [105]. Mit dem Mittelwert:

$$\log N_{50\%,fiktiv} = \frac{1}{n} \sum \log N_{i,fiktiv} \quad (5.7)$$

wird die Standardabweichung der Grundgesamtheit

$$S_{\log N} = \sqrt{\frac{1}{n-2} \sum (\log N_{i,fiktiv} - \log N_{50\%,fiktiv})^2} \quad (5.8)$$

geschätzt [27]. Da die Auswertung sowohl Lage als auch Neigung der Wöhlerlinie schätzt, wird die Anzahl der Freiheitsgrade um 1 verringert. Erfolgt keine Korrektur der Freiheitsgrade, wird die schon ohnehin mit abnehmender Probenanzahl unterschätzte Standardabweichung noch stärker unterschätzt [105]. Für kleine Stichproben  $n < 10$  wird der Korrekturfaktor:

$$S_{\log N, \text{kor}} = S_{\log N} \cdot \frac{n-1,74}{n-2} \quad (5.9)$$

auf die Standardabweichung angewandt. Dieser Faktor ist eine Weiterentwicklung des Korrekturfaktors nach Hück [69]. Er beruht auf der Korrektur der Freiheitsgrade und liefert eine erwartungstreue Standardabweichung [105].

Die Streuspanne:

$$T_N = \frac{N_{90\%}}{N_{10\%}} \quad (5.10)$$

wird herangezogen, um die Schätzung der Grundgesamtheit beurteilen zu können. In dem so definierten Intervall sollten 80 % der Versuchsergebnisse liegen [27].

Auch der EC3-draft-2014 [48] verwendet das Perlenschnurverfahren. Die lineare Regression mit variabler Steigung entspricht dem Verfahren nach DIN 50100 [27]. Alternativ kann die Regression mit einer vorgegebenen Steigung durchgeführt werden. Die Steigung der Zeitfestigkeitslinie wird mit einem konstanten Wert, üblicherweise 3 oder 5, vorgegeben. Der Lageparameter:

$$\log C = \frac{\sum (\log N_i + k \log \sigma_a)}{n} \quad (5.11)$$

wird mit der gewählten Steigung  $k$  bestimmt [48].

Auch über eine Verteilungsfunktion ist die Ausfallwahrscheinlichkeit zu ermitteln. Dem EC3-draft-2014 [48] liegt ebenfalls eine logarithmische Normalverteilung zu Grunde. Um das Quantil der Ausfallwahrscheinlichkeit zu erfassen, kann für große Stichproben die Normalverteilung und für kleine Stichproben  $n < 30$  die t-Verteilung verwendet werden. Eine Korrektur der Freiheitsgrade wird auch bei der Schätzung der Standardabweichung vorgenommen. Sie beträgt bei variabler Steigung  $n-2$  und bei vorgegebener Steigung  $n-1$ . Der Unterschied der Regelwerke bei der Behandlung von kleinen Stichproben ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Die 50 %-Ausfallwahrscheinlichkeitslinie ist bei beiden Verfahren identisch, jedoch zeigt sich ein Unterschied in der 95 %-Überlebenswahrscheinlichkeit (5 %-Ausfallwahrscheinlichkeit). Dieser Unterschied verschwindet erst bei Stichproben  $n > 30$ , da hier beide Methoden auf die Normalverteilung ohne Korrektur setzen. Die Abweichung für kleine Stichproben führt für das gezeigte Beispiel zu einer Differenz bei der Bestimmung des Schwellwerts der Ermüdungsfestigkeit von ca. 6 MPa. Nicht geklärt wird, welche Methode eine erwartungstreue Schätzung der Standardabweichung liefert. Diese Untersuchung könnte nach dem Konzept von Martin, Hinkelmann und Esderts [104] mit einer Monte-Carlo-Simulation durchgeführt werden.

Der DIN EN 1993-1-9 [39] geht von einem 75 %-Konfidenzintervall mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 95 % bei einer logarithmischen Normalverteilung der Grundgesamtheit aus.

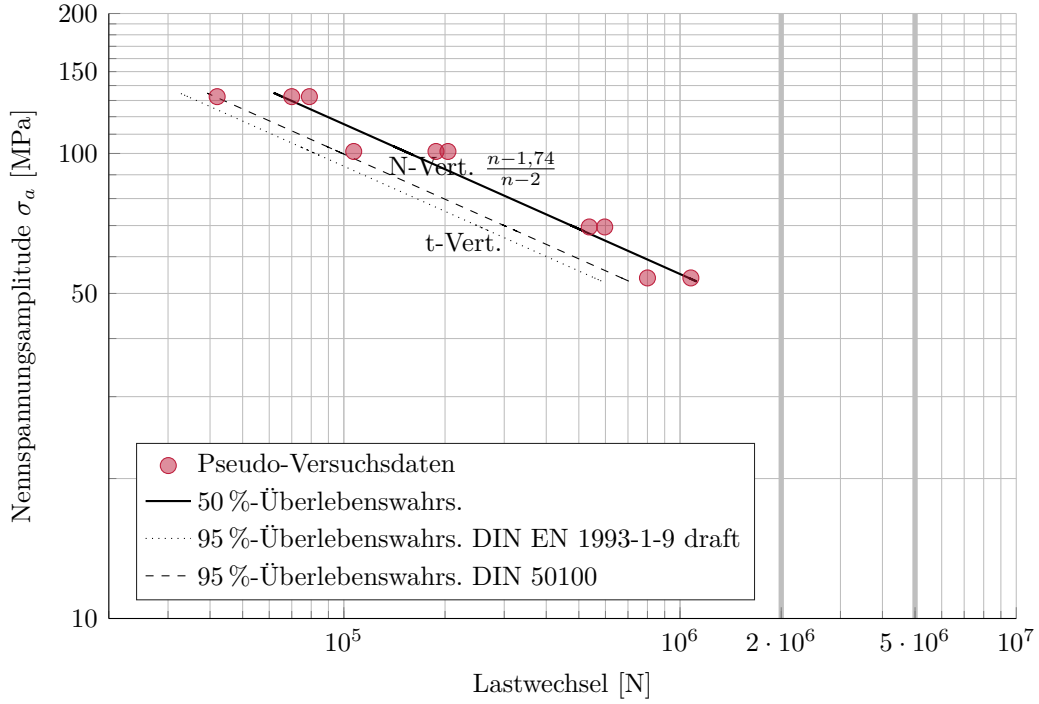


Abbildung 5.2: Vergleich von DIN 50100 [27] und EC3-draft-2014 [48] bei kleinen Stichproben mit Pseudo-Wöhlerversuchen

Wahrscheinlich basieren die tatsächlichen Eingruppierungen von DIN EN 1993-1-9 [39] auf dem nicht veröffentlichten Background-Dokument EC3-draft-2014 [48]. Dieses setzt ein einseitiges Konfidenzintervall mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 95 % bei einer logarithmischen Normalverteilung der Grundgesamtheit voraus.

Zur Bestimmung der LLF wird das Treppenstufenverfahren angewandt [27]. Für ferritische Stähle ist die Grenzlasterstufenzahl  $5 \cdot 10^6$  N festgelegt. Proben, die im Wöhlerversuch diese Laststufenzahl erreichen, werden als Durchläufer gewertet. Bei diesem Verfahren ist der Versuchsablauf vom vorangegangenen Versuch abhängig. Bei einem Bruch wird der Lasthorizont äquidistant herabgesetzt, beim Erreichen der Grenzlasterstufenzahl wird der Lasthorizont äquidistant heraufgesetzt. Die Auswertung kann nur erfolgen, wenn eine vollständige Treppenstufenfolge, sowohl mit Brüchen als auch mit Durchläufern, vorliegt. Für Schrauben wird der Stufensprung mit:

$$d_{\log} = 10^{s_{\log, L, GG}} \quad (5.12)$$

abgeschätzt, wobei die Standardabweichung  $s_{\log, L, GG} = 0.05$  ist [27]. Die Laststufen:

$$\sigma_{a, i} = \sigma_{a, d} \cdot d_{\log}^i \quad (5.13)$$

hängen von dem erwarteten Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit und von der Anzahl der Stufen ab. Eine Schätzung der erwarteten Ermüdungsfestigkeit erfolgt auf Grundlage der Zeitfestigkeitslinie [27].

Ausgehend von der kleinsten Laststufe, werden den Stufen die Ordnungsziffern  $i = 0, 1, 2, 3 \dots$

zugewiesen und die Koeffizienten (Kennziffern [27])

$$F_T = \sum f_i \quad (5.14)$$

$$A_T = \sum i \cdot f_i \quad (5.15)$$

$$B_T = \sum i^2 \cdot f_i \quad (5.16)$$

$$\dots \quad (5.17)$$

bestimmt. Daraus folgt der Mittelwert der Langzeitfestigkeit:

$$\sigma_{a,i,50\%} = \sigma_{a,0} \cdot d_{\log}^{\frac{A_T}{F_T}} \quad (5.18)$$

Die Standardabweichung wird näherungsweise über den Parameter:

$$D_T = \frac{F_T \cdot B_T - A_T^2}{F_T^2} \quad (5.19)$$

und die empirischen Formel

$$S_{\log N} = \log d_{\log} \cdot 10^{4,579494 \cdot F_T^{-0,889521}} \cdot D^{7,235548 \cdot F_T^{-0,405229}} \quad (5.20)$$

erreicht. Die geschätzte Standardabweichung ist nur eingeschränkt anwendbar, da selbst bei großen Stichproben  $n \gg 20$  eine starke Streuung vorliegt [3]. Näherungsweise kann die Standardabweichung mit  $S_{\log L,GG} = 0,026$  abgeschätzt werden [3],[27].

Die Auswertung der durchgeführten Wöhlerversuche erfolgt nach dem Perlenschnurverfahren der DIN 50100 [27]. Die Einflussfaktoren und deren Ausprägungen werden anhand der 50 %-Zeitfestigkeitslinie verglichen. Um die Treffsicherheit für Mittelwert und Standardabweichung zu beurteilen, wird die Streuspanne bestimmt. Für die Gewindegröße M 36 wird der Langzeitfestigkeitsbereich mit dem Treppenstufenverfahren untersucht.

Die Auswertung auf Grundlage des EC3-draft-2014 [48] mit 95 %-Überlebenswahrscheinlichkeit erfolgt nur, um die Ergebnisse mit der DIN EN 1993-1-9 [39] vergleichen zu können. Es ist zu beachten, dass die Versuche je Schraubengröße als kleine Stichprobe gelten und dementsprechend zu korrigieren sind.

## 5.4. Versuchsergebnisse

### 5.4.1. M24 10.9 SV tZn

An den schlussvergütet, feuerverzinkten M24x130 und M24x110 HV-Schrauben der Charge 1 und 1a werden Wöhlerversuche im Zeitfestigkeitsbereich durchgeführt. Es wird eine dem Versuchsaufbau A vergleichbare Konstruktion in der hydraulischen Prüfmaschine *Instron 8503* verwendet.

Im ersten tragenden Gewindegang treten Ermüdungsbrüche auf. Der maximale Abstand der Lasthorizonte im HCF beträgt  $N_{50\%,2}/N_{50\%,1} = 4$ , damit ist eine statistische Bewertung nur eingeschränkt möglich [3].

Das Versuchsfeld zeigt die Streuspanne  $T_N = 1.43$  im Zeitfestigkeitsbereich. Der Exponent der Zeitfestigkeitslinie beträgt  $k = 2,28$ . Der Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln ist  $\sigma_{a,d} = 22$  MPa mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 %.



Obwohl zwei Werkstoffchargen verwendet werden, fällt das Streuband sehr schmal aus. Dies deutet darauf hin, dass der Einfluss des Werkstoffes auf die Lebensdauer gering ist. Der sehr steil abfallende Zeitfestigkeitsbereich lässt auf ein schnelles Risswachstum schließen. Dieses Verhalten ist bei schlussvergütet, feuerverzinkten Schrauben bekannt [143], [141], [155].

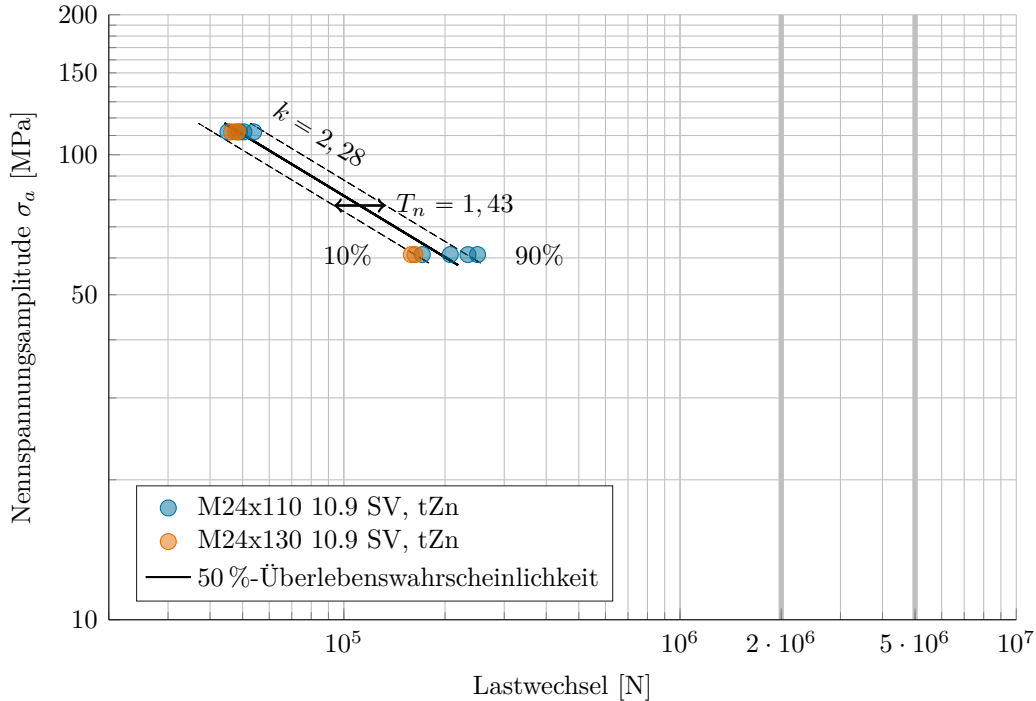


Abbildung 5.3: Wöhlerlinie M24x130 und M24x110 10.9 SV tZn

#### 5.4.2. M36x235 10.9 SG, tZn

Die Wöhlerversuche an den schlussgerollt, feuerverzinkten M36x235 10.9 HV-Schrauben Charge 2a erfolgen mit dem Versuchsaufbau B. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.4 zusammengefasst. Es sind sowohl Ermüdungsversuche im Zeitfestigkeitsbereich, als auch im Langzeitfestigkeitsbereich durchgeführt worden. Der maximale Abstand der Lasthorizonte im HCF beträgt  $N_{50\%,2}/N_{50\%,1} = 6$ , daher kann von einer erwartungstreuen Abschätzung des Mittelwertes und der Standardabweichung sowie dem Exponenten  $k$  ausgegangen werden [3].

Die Auswertung zeigt, dass im Zeitfestigkeitsbereich die Streuspanne  $T_N = 1.48$  beträgt. Der Exponent der Zeitfestigkeitslinie beträgt  $k = 2,86$ . Daraus ergibt sich ein Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln von  $\sigma_{a,d} = 35$  MPa mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 %.

Eine Auswertung des Langzeitfestigkeitsbereichs mit dem Treppenstufenverfahren liefert eine Dauerfestigkeit von  $\sigma_{a,d} = 48$  MPa bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 %. Obwohl drei Umkehrpunkte im Treppenstufenverfahren erreicht worden sind, ist eine statistische Abschätzung der Streuparameter aufgrund der geringen Prüfkörperanzahl im LLF nicht möglich. Deshalb wird die Standardabweichung, wie beschrieben, angepasst [3].

Alle Versuche zeigen den Ermüdungsbruch im ersten voll tragenden Gewindegang.

Untersuchungen von Schaumann und Eichstädt [122], sowie Oechsner u. a. [111] an schlussvergütet, feuerverzinkten M 36 HV-Schrauben unter vergleichbarer Mittelspannung zeigen die niedrigere

Dauerfestigkeit von ca.  $\sigma_{a,d} = 35$  MPa. Der Schnittpunkt von Zeitfestigkeitsbereich und Dauerfestigkeitsbereich ist bei ca. 800.000 Lastwechseln vergleichbar. Ein Vergleich der Exponenten liefert kein einheitliches Bild, sie liegen im Bereich von  $k = 2,5$  bis  $3,5$ . Nur die Größenordnung aus der Literatur stimmt mit dem bestimmten Exponenten überein. Die Dauerfestigkeit wird durch das Schlussrollen positiv beeinflusst, Neigung und Abknickpunkt der Dauerfestigkeit in Lastwechselrichtung bleiben erhalten.

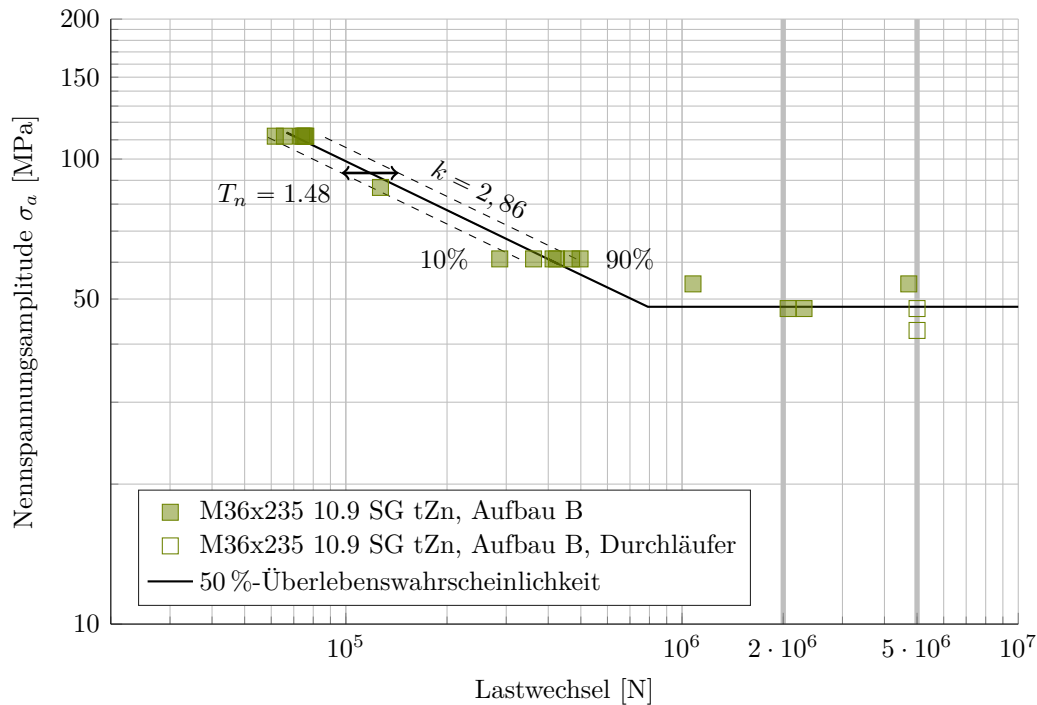


Abbildung 5.4: Wöhlerlinie M36x235 10.9 SG tZn

### 5.4.3. M48x255 10.9 SG

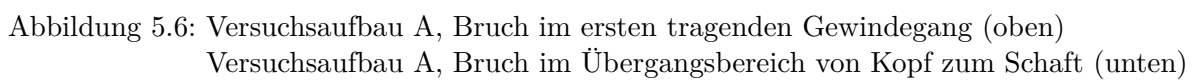
Mit dem Versuchsaufbau B werden Untersuchungen an schlussgerollten M48x255 10.9 HV-Schrauben der Charge 3 im HCF durchgeführt. Mit dem Versuchsaufbau A werden zusätzlich einzelne Versuche durchgeführt.

Mit Aufbau A treten bei Ermüdungsversuchen zwei Versagensmodi auf, dargestellt in Abbildung 5.6. Hauptsächlich tritt der Ermüdungsbruch im Übergangsbereich von Kopf zum Schaft auf, dazu alternativ ist der Ermüdungsbruch im ersten tragenden Gewindegang.

Bei Aufbau B treten nur Brüche im ersten voll tragenden Gewindegang auf. Deshalb erfolgt eine statistische Auswertung nur mit den Ergebnissen von Versuchsaufbau B.

Der maximale Abstand der untersuchten Lasthorizonte beträgt  $N_{50\%,2}/N_{50\%,1} = 5$ . Die Streuspanne ist mit  $T_N = 2,39$  größer als die der M 36-Schrauben. Auch der Exponent der Zeitfestigkeitslinie ist mit  $k = 3,23$  größer als der der M 36-Schrauben. Der Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln und einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 % beträgt  $\sigma_{a,d} = 59$  MPa.

Die Versuche mit dem Versuchsaufbau A fallen in das Streuband der Ermüdungsversuche mit dem Aufbau B. Dies lässt darauf schließen, dass die Ermüdungsfestigkeit der beiden Kerbdetails am Bauteil Schraube eine ähnliche Kerbwirkung hat. Ähnliche Versagensmodi sind für schlussgerollte M10x100 10.9 Schrauben nachgewiesen [46].





Der Vergleich mit den Untersuchungen von Schaumann und Eichstädt [122] zeigt, dass die Lebensdauer im Zeitfestigkeitsbereich bei schlussvergüteten Schrauben deutlich niedriger ist. Der Exponent ist in diesem Bereich mit  $k = 2,81$  für schlussvergütete HV-Schrauben deutlich kleiner. Durch die Druckeigenspannungen im Gewinde kann sich das Risswachstum, besonders im Übergangsbereich, stark verlangsamen. Dieses Risswachstumsverhalten führt im Vergleich zu schlussvergüteten Schrauben zu einem flacheren Zeitfestigkeitsbereich [46].

#### 5.4.4. M48x255 10.9 SG, tZn

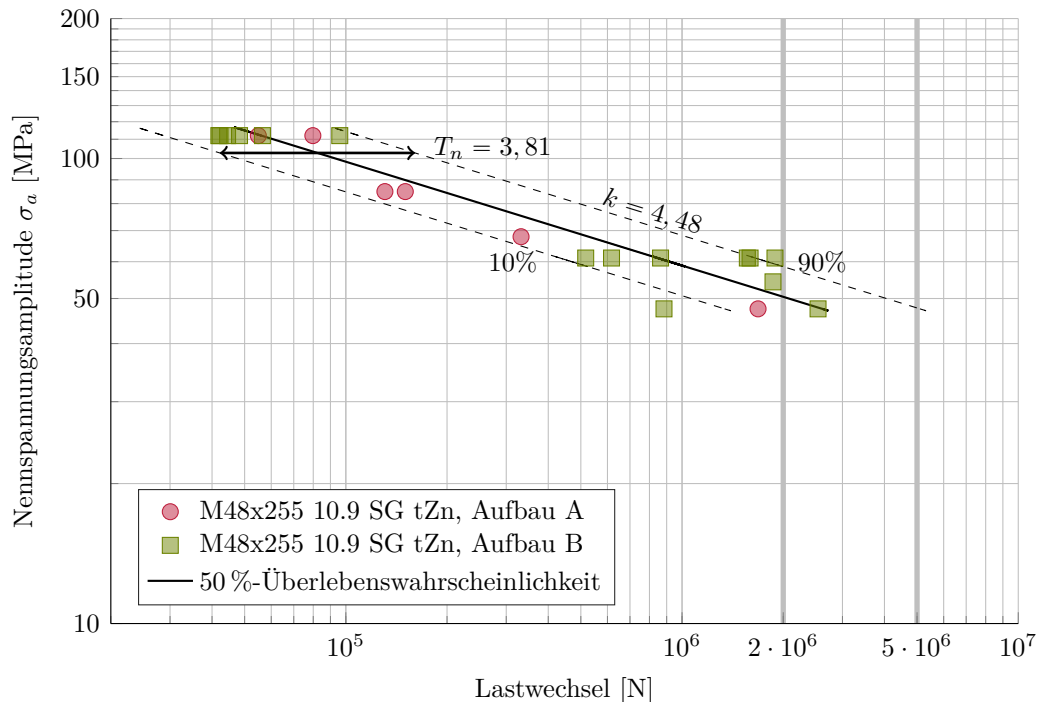


Abbildung 5.7: Wöhlerlinie M48x255 10.9 SG tZn

Die Aufbauten A und B werden ebenfalls für die Versuche mit M48x255 10.9 HV-Schrauben der Charge 3 verwendet. Mit dem Aufbau A zeigen sich wieder zwei Versagensmodi: Bruch im Kopf-Schaft-Übergang oder im ersten tragenden Gewindegang. Ausgewertet werden nur Versuche, die mit dem Aufbau B und Brüchen im ersten tragenden Gewindegang erfolgt sind.

Im Zeitfestigkeitsbereich liegt der maximale Abstand der Lasthorizonte in Richtung der Schwingungszahl  $N_{50\%,2}/N_{50\%,1} = 15.1$ . Die Streuspanne vergrößert sich im Vergleich zu den schlussge- rollten M 48 HV-Schrauben auf  $T_N = 3.81$ , der Exponent  $k = 4.48$  wird nochmals größer. Der rechnerische Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit liegt bei  $\sigma_{a,d} = 50,42$  MPa für eine Auswertung bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln und einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 %.

Es zeigt sich auch hier, dass die Versuche mit dem Aufbau A in das Streuband der Versuche mit dem Aufbau B fallen. Es ist anzunehmen, dass die Feuerverzinkung das Anrissverhalten durch Schwindrisse begünstigt [136]. Das Risswachstum wird im Folgenden durch die Druckeigenspannungen verlangsamt. Diese These wird durch die Tatsache untermauert, dass bei schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben Ermüdungsbrüche überwiegend im ersten tragenden Gewindegang auftreten [46].

## 5.5. Einordnung in den Stand der Forschung

Die Datenlage zu Versuchen an großen schlussgerollten HV-Schrauben ist sehr gering. Hingegen liegt eine große Anzahl von Untersuchungen mit Daten zu schlussgerollten Schrauben kleiner Durchmesser (bis M 16) vor, die in die VDI 2230 [149] eingeflossen sind. Für Ermüdung im Stahlbau gilt die DIN EN 1993-1-9 [39], die sich im Vergleich zur VDI 2230 [149] auf eine deutlich geringere und heterogene Datengrundlage an kleinen Schraubendurchmessern (bis M 22) bezieht. Aktuelle Untersuchungen an großen schlussvergütet, feuerverzinkten HV-Schrauben bilden eine neue Datenbasis, vgl. Marten [102], Oechsner u. a. [111], sowie Schaumann und Eichstädt [122]. Beide Berechnungsrichtlinien, sowie neuere Untersuchungen an großen HV-Schrauben, erlauben die Einordnung der Ergebnisse aus den hier vorgenommenen Versuchen.

### 5.5.1. Größeneinfluss

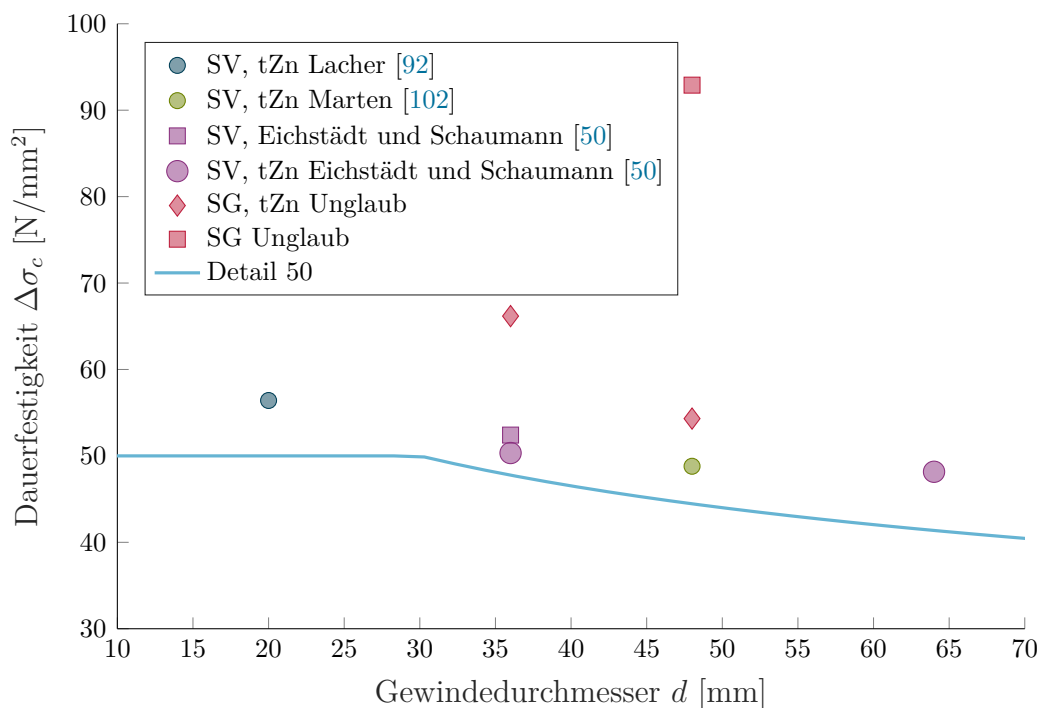


Abbildung 5.8: Größeneinfluss nach DIN EN 1993-1-9 [39], 95 %-Überlebenswahrscheinlichkeit,  $k = 3$

In Abbildung 5.8 ist der Größeneinfluss von HV-Schrauben dargestellt. Um eine Einordnung der durchgeführten Untersuchungen vorzunehmen, werden geeignete Wöhlerversuchsergebnisse aus der Literatur herangezogen. Sie werden nach dem EC3-draft-2014 [48] mit einem freien und einem festen Exponenten  $k = 3$  neu ausgewertet. Dadurch kann der Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit bei  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln bestimmt werden. Die Datenpunkte werden mit der Größeneinflusskurve des Kerbfalls 50 (Kerbdetail 14) der DIN EN 1993-1-9 [39] verglichen. Mit diesem Verfahren wird die Dauerfestigkeit nur rechnerisch ermittelt. Falls die Dauerfestigkeit schon bei niedrigeren Lastwechseln einsetzt, kann dieses Verhalten nicht erfasst werden. Diese Problematik wird von der Auswertungsmethode des Eurocodes konservativ vernachlässigt.

Die Literaturdaten sind unter Berücksichtigung mehrerer Faktoren ausgewählt: Alle Ermüdungsversuche müssen an HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 mit einer konstanten Mittelspannung

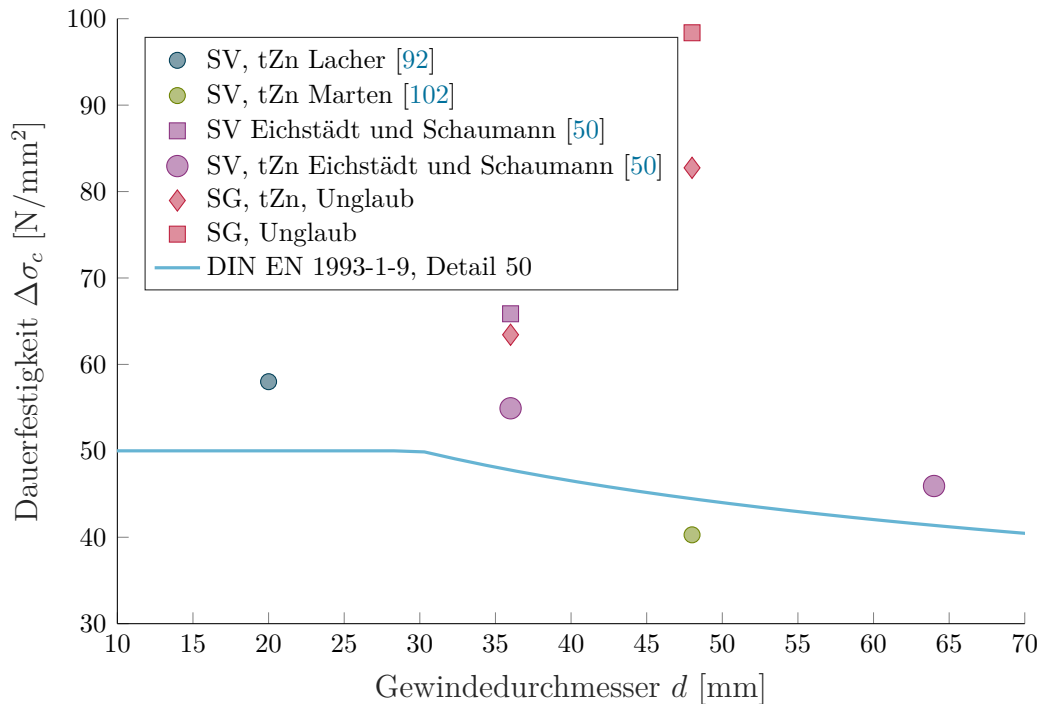


Abbildung 5.9: Größeneinfluss nach DIN EN 1993-1-9 [39], 95 %-Überlebenswahrscheinlichkeit, freier Exponent

im Zeitfestigkeitsbereich durchgeführt worden sein. Das Gewinde kann feuerverzinkt oder vergütungsschwarz, sowie schlussgerollt oder schlussvergütet sein. Die meisten der dem Kerbdetail 14 der DIN EN 1993-1-9 [39] [48] zugrunde gelegten Daten werden deshalb nicht berücksichtigt. Nur die Untersuchungen von Lacher [92] erfüllen die hier gestellten Anforderungen. Zusätzlich werden die Untersuchungsergebnisse von Marten [102] an schlussvergüteten M 48 HV-Schrauben sowie die Resultate von Eichstädt und Schaumann [50] (digitalisiert) an schlussvergütet, feuerverzinkten M 36, M 64 HV-Schrauben berücksichtigt.

Bei der Auswertung mit festem Exponenten  $k = 3$  zeigt sich, dass ein Abfall der Dauerfestigkeit mit zunehmendem Gewindedurchmesser sowohl bei schlussvergüteten, als auch bei schlussgerollten, jeweils feuerverzinkten Schrauben vorliegt. Die Dauerfestigkeit von schlussgerollt, feuerverzinkten Schrauben liegt über der von schlussvergüteten Schrauben. Die Dauerfestigkeit von schlussgerollten M 48 HV-Schrauben liegt deutlich über der der schlussvergüteten.

Werden die selben Daten, wie in Abbildung 5.9 dargestellt, mit variablem Exponenten ausgewertet, so ergibt sich ein deutlich anderes Bild. Schlussgerollte und schlussgerollt, feuerverzinkte M 48 HV-Schrauben liegen deutlich über der Dauerfestigkeit des Eurocodes. Die schlussgerollt, feuerverzinkte M 36 HV-Schraube fällt jedoch auf das Dauerfestigkeitsniveau von schlussvergütet, feuerverzinkten Schrauben zurück. Die Ergebnisse von Marten [102] (mit variablem Exponenten) an schlussvergütet, feuerverzinkten Schrauben mit der sehr niedrigen Mittelspannung von  $0.15 \cdot R_{p0.2}$  liegen dagegen unterhalb der Dauerfestigkeit des Kerbdetails 50 der DIN EN 1993-1-9 [39].

Schlussgerollte Schrauben profitieren besonders von den Druckeigenspannungen im Gewinde. Dies führt zu einem verlangsamten Risswachstum, was sich in einem größeren Exponenten  $k$  äußert [46]. Wird er mit  $k = 3$  vorgegeben, führt dies, vor allem bei schlussgerollten Schrauben, zu einer Verzerrung der rechnerischen Dauerfestigkeit.

### 5.5.2. Herstellungseinfluss

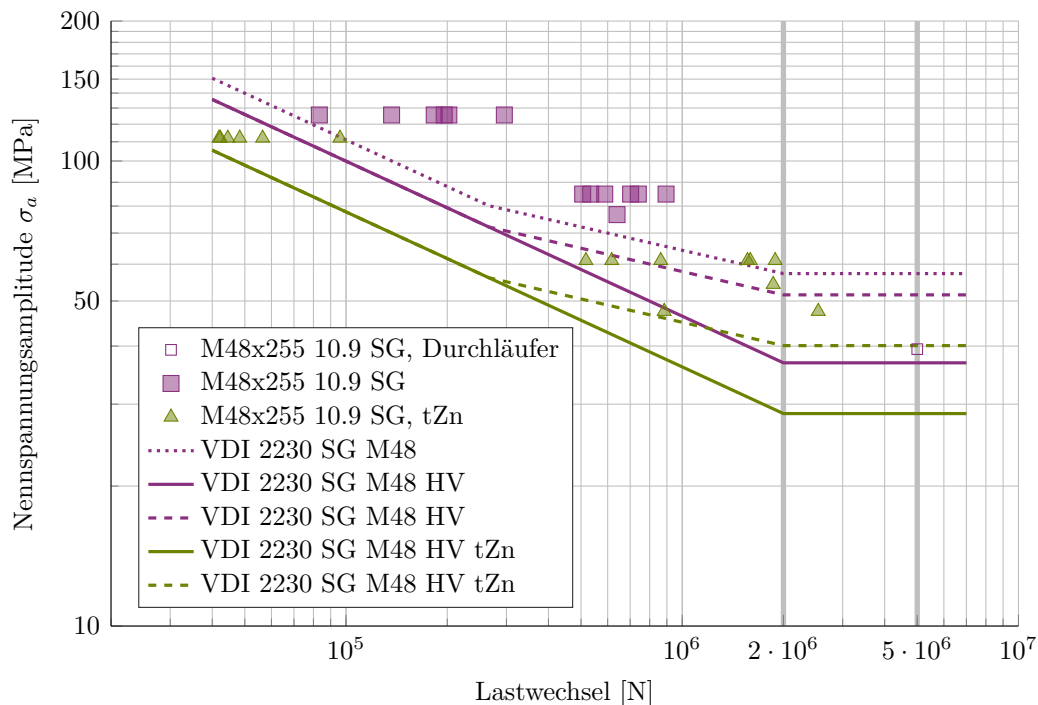


Abbildung 5.10: Vergleich der Versuche an M48x255 HV-Schrauben mit VDI 2230 [149]

Der Einfluss des Herstellungsverfahrens kann gegenwärtig mit der DIN EN 1993-1-9 [39] nicht wiedergegeben werden. Daher werden zur Einordnung die Versuche im Zeit- und Übergangsbereich mit der VDI 2230 [149] verglichen. Die rechnerische Ermittlung der Wöhlerlinie nach VDI 2230 [149] ist in Abschnitt 2.5.3 zu finden.

In Abbildung 5.10 sind die Ergebnisse der Wöhlerversuche an schlussgerollten oder schlussgerollt, feuerverzinkten M 48 HV-Schrauben und der jeweiligen Wöhlerlinie der VDI 2230 [149] dargestellt. Schlussgerollte Schrauben weisen eine höhere Lebensdauer auf als schlussgerollt, feuerverzinkte. Teilweise überlappen sich die Streubänder der beiden Versuchsreihen. Für die rechnerische Dauerfestigkeit  $\sigma_{a,d,50\%}$  mit  $2 \cdot 10^6$  Lastwechseln ergibt sich eine Reduktion von ca. 15 % bei Feuerverzinkung. Aufgrund unterschiedlicher Streuspannen kann sich die Abminderung bei einer 99 %-Überlebenswahrscheinlichkeit auf ca. 17 % steigern. Oechsner u. a. [111] ermitteln für schlussvergütet, feuerverzinkte M 36 HV-Schrauben einen Abfall von ca. 20 % gegenüber von schlussvergüteten. Daher bestätigt sich die konservative Annahme der VDI 2230 [149], die eine Abminderung von 20 % bei einer Feuerverzinkung, unabhängig von der Gewindeherstellung, vorsieht.

In beiden Versuchsreihen wird die jeweilige Wöhlerlinie der VDI 2230 [149] durch Einzelergebnisse nicht unterschritten. Daher bestätigen die Untersuchungen die konservative Einschätzung des Bauteilverhaltens in der Norm. Selbst wenn die Abminderung für eine HV-Schraube vernachlässigt wird, erfolgt keine Unterschreitung der Wöhlerlinie. Dies liegt daran, dass die Mutterhöhenverhältnisse von HV-Schraube und ISO-Schraube sich ab einem Durchmesser von M 36 dem Wert von  $m/d \approx 0.8$  annähern.

In Abbildung 5.11 sind die Ergebnisse der Versuche an schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 und M 48 HV-Schrauben der Wöhlerlinie aus VDI 2230 [149] gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass

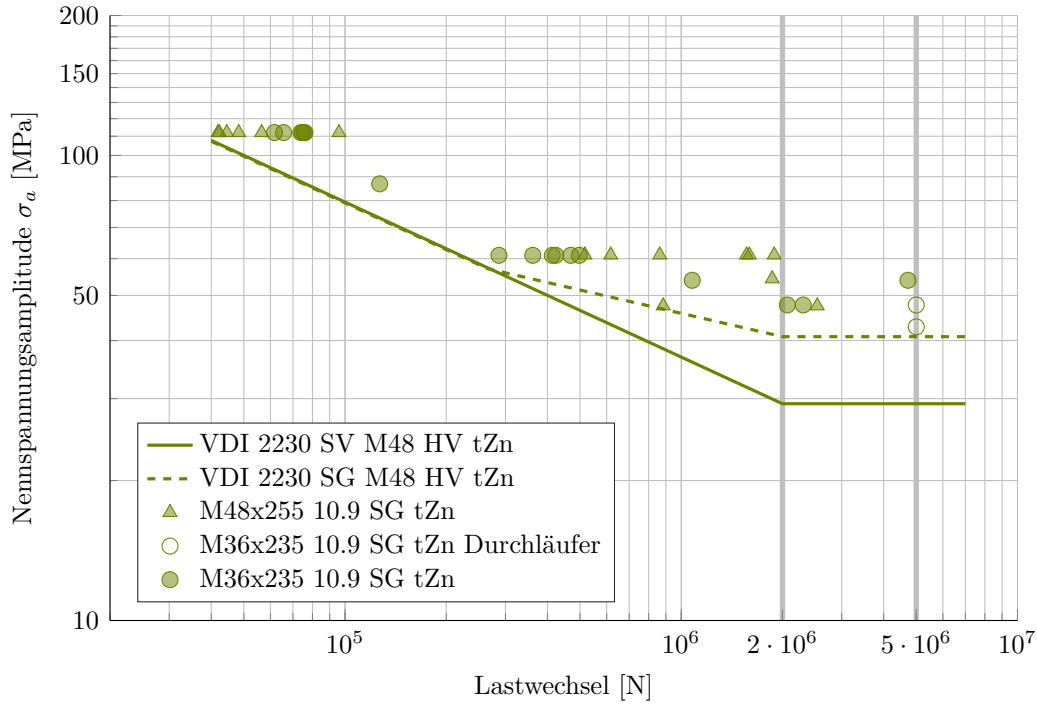


Abbildung 5.11: Vergleich der Versuche an M36x235 und M48x255 HV-Schrauben mit VDI 2230 [149]

beide Versuchsreihen eine deutliche Überlappung im Streuband haben. Diese Überlappung gilt besonders für den oberen Zeitfestigkeitsbereich. Im Übergangsbereich zur Dauerfestigkeit vergrößert sich das Streuband, besonders das der M 48 Versuchsreihe. Die Vergrößerung äußert sich auch an dem größeren Exponenten  $k$  der M 48 Zeitfestigkeitslinie. Die Aufweitung im Übergangsbereich zeigt sich an der relativ engen Streuspanne  $T_{N,M36} = 1.48$  und an der breiteren Streuspanne  $T_{N,M48} = 3.81$  im Zeitfestigkeitsbereich.

Bei der Betrachtung der rechnerischen Dauerfestigkeit  $\sigma_{a,d,50\%}$  bei  $2 \cdot 10^6$  liegt eine Reduktion von 31 % gegenüber der M 48 HV-Schraube vor. Wird die im Treppenstufenverfahren ermittelte Dauerfestigkeit  $\sigma_{a,d,M36,50\%} = 48$  MPa der M 36 HV-Schraube herangezogen, verringert sich die Reduktion auf 4 %. VDI 2230 [149] geht von einer Abnahme der Dauerfestigkeit mit zunehmendem Durchmesser aus. In diesem Fall liegt eine Erhöhung der Dauerfestigkeit von ca. 1 % der M 36 HV-Schraube gegenüber der M 48 HV-Schraube vor. Damit zeigt sich, dass die rechnerische Dauerfestigkeit keine verlässliche Abschätzung der tatsächlichen Dauerfestigkeit darstellt und zu einer Verzerrung der Aussagen führt.

Wird die Dauerfestigkeit der M 36 auf eine 99 %-Überlebenswahrscheinlichkeit mit der von DIN 50100 [27] vorgeschlagenen Anpassung der Standardabweichung bestimmt, so ergibt sich  $\sigma_{a,d,M36,99\%} = 42$  MPa. Dieser Wert liegt leicht oberhalb der rechnerischen Dauerfestigkeit  $\sigma_{ad,M36,VDI} = 40$  MPa der VDI 2230 [149]. Alle Versuche der M 36-Prüfreihe liegen oberhalb der Wöhlerlinie der VDI 2230 [149]. Die konservative Einschätzung der Norm trifft auch hier zu.

Versuche von Schaumann und Eichstädt [122] an schlussvergütet, feuerverzinkten M 36 HV-Schrauben ermitteln eine Dauerfestigkeit von  $\sigma_{a,d,50\%} = 34$  MPa. Die Dauerfestigkeit der nun untersuchten schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 HV-Schrauben ist höher. Dass schlussgerollte Schrauben eine höhere Lebensdauer aufweisen als schlussvergütete, ist an kleinen Schrauben umfangreich dokumentiert [143] [46].

## 5.6. Erkenntnisse

Infolge einer Ermüdungsbeanspruchung können bei schlussgerollten oder schlussgerollt, feuerverzinkten HV-Schrauben Brüche sowohl im ersten tragenden Gewindegang, als auch im Übergangsbereich von Kopf zu Schaft auftreten: Das Versagen im Kopfbereich und das Versagen im Gewindebereich teilen sich ein Streuband. Daher scheint es, dass die Kerbe am Kopfübergang eine ähnliche Kerbwirkung aufweist, wie sie die Kerbe im ersten tragenden Gewindegang erzeugt.

Es kann für große HV-Schrauben gezeigt werden, dass schlussgerollte HV-Schrauben eine höhere Lebensdauer als schlussvergütete haben. Werden schlussgerollte HV-Schrauben feuerverzinkt, so nimmt die Lebensdauer deutlich ab. Sie liegt jedoch über der Lebensdauer von schlussvergütet, feuerverzinkten Schrauben.

Die VDI 2230 [149] kann den Herstellungseinfluss für große HV-Schrauben wiedergeben. Die Lebensdauerabminderung von 20 % (feuerverzinkt), die bisher nur an schlussvergüteten HV-Schrauben untersucht worden ist, kann auch auf große schlussgerollte HV-Schrauben übertragen werden. Eine weitere Abminderung von 10 % für eine HV-Schraubengeometrie scheint ab Durchmesser M 36 nicht mehr sinnvoll, da sich die Mutterhöhenverhältnisse der Schraubengarniturtypen angleichen. Der konservative Auslegungsansatz wird bestätigt.

Eine isolierte Auswertung mit dem Perlenschnurverfahren nach EC3-draft-2014 [48] führt zu einer Verzerrung der Ergebnisse. Wie an den Untersuchungen der schlussgerollten M 36 HV-Schraube gezeigt wird, besteht eine deutliche Diskrepanz zwischen dem rechnerisch bestimmten Schwellwert der Ermüdungsfestigkeit bei  $2 \cdot 10^6$  und der im Treppenstufenverfahren ermittelten Dauerfestigkeit. Schlussgerollte Schrauben weisen einen ausgeprägten Übergangsbereich auf, der mit der Eurocode-Auswertmethodik nicht ausreichend erfasst werden kann.

Das *Kerbdetail 50* der DIN EN 1993-1-9 [39] stellt eine konservative Einstufung des Ermüdungsproblems des Kerbdetails 14 dar. Bei genauerer Betrachtung der sehr heterogenen Datengrundlagen ist offensichtlich, dass die Versuchs-, Geometrie- und Untersuchungsbedingungen nicht immer vergleichbar sind. Insbesondere vor dem Hintergrund neuerer Untersuchungen ist die starke Reduktion des Kerbfalls für Schrauben größer als 30 mm zu hinterfragen.

## 6. Eigenspannungsmessungen

Durch Messung der Eigenspannung werden grundlegende Kenntnisse über deren Größe und Verlauf erfasst. Sie ermöglichen Rückschlüsse auf die zugrundeliegenden Ermüdungsmechanismen und erlauben eine Überprüfung von berechneten Eigenspannungen. Messungen an zyklisch beanspruchten Schrauben liefern Erkenntnisse zur Eigenspannungsstabilität und zur Eigenspannungsrelaxation.

Zur Messung von Eigenspannungen in Schrauben kommen bei dieser Arbeit zwei unterschiedliche Verfahren zum Zuge. Für die Untersuchungen des oberflächennahen Eigenspannungszustands in tangentialer Richtung wird Röntgendiffraktometrie verwendet. Eindringtiefen von mehreren Zentimetern erreicht die Neutronendiffraktometrie. Sie kann somit Informationen über den Tiefenverlauf von Eigenspannungen liefern. Beide Verfahren basieren auf den selben Grundannahmen, obwohl sie mit unterschiedlichen Strahlungsarten durchgeführt werden. Eine gemeinsame Betrachtung ist möglich, da Neutronenstrahlen elektrisch neutral sind und eine vergleichbare Wellenlänge wie Röntgenstrahlen haben. Für eine ausführliche Herleitung der Grundgleichungen der beiden Diffraktometrie-Verfahren sei auf Rohrbach [120], sowie Mittemeijer und Welzel [108] verwiesen.

Die Eigenspannungsmessungen mit Hilfe der Röntgendiffraktometrie erfolgen am Institut für Füge und Schweißtechnik, der TU-Braunschweig. Mittels Neutronendiffraktometrie werden die Eigenspannungen an der Neutronenquelle BER II, E3, im Helmholtz-Zentrum Berlin für Materialien und Energie bestimmt. Teilergebnisse der Messungen sind in Unglaub u. a. [146] veröffentlicht.

### 6.1. Diffraktometrie

Diffraktometrie als Spannungsanalyse basiert auf dem Elementarprozess der Streuung. Dabei wird die Richtungsänderung der einfallenden Strahlungsintensität  $I_0$  bestimmt, allerdings bleibt die jeweilige Energie der Quanten konstant. In Abbildung 6.1 ist das Prinzip der Bragg'schen Interferenzbedingung dargestellt. Trifft ein monochromatischer Strahl bei gegebener Wellenlänge  $\lambda$ , unter einem Winkel  $\theta_0$  auf ein Kristallgitter mit dem Gitterabstand  $D_0$ , wird dieser Strahl symmetrisch zur Normalen  $N$  der Netzebene als ein gebeugter Strahl  $I_1$  unter dem selben Bragg-Winkel ausgesandt [120]. Über die Bragg-Gleichung:

$$2D_0 \sin \theta_0 = n \cdot \lambda \quad (6.1)$$

wird ein makroskopischer Zusammenhang zwischen dem gebeugtem Strahl und der mikrostrukturellen Größe  $D_0$  hergestellt [120].

#### Ermittlung von makroskopischen Größen

Entsprechend der makroskopischen Definition von Dehnung für den einachsigen Fall, kann die mikroskopische Gitterdehnung  $\epsilon^G$  über Atomabstände folgendermaßen bestimmt werden [120]:

$$\epsilon^G = \frac{D - D_0}{D_0} \quad (6.2)$$

Unter der Bedingung eines elastisch gedehnten Kristallgitters und eines monochromatischen, einfallenden Strahls ergibt sich mit der Bragg'schen Interferenzbedingung nach Gleichung 6.1 eine Veränderung des Netzabstandes  $D$  und somit eine Änderung des Winkels  $\theta$  des abgebeugten



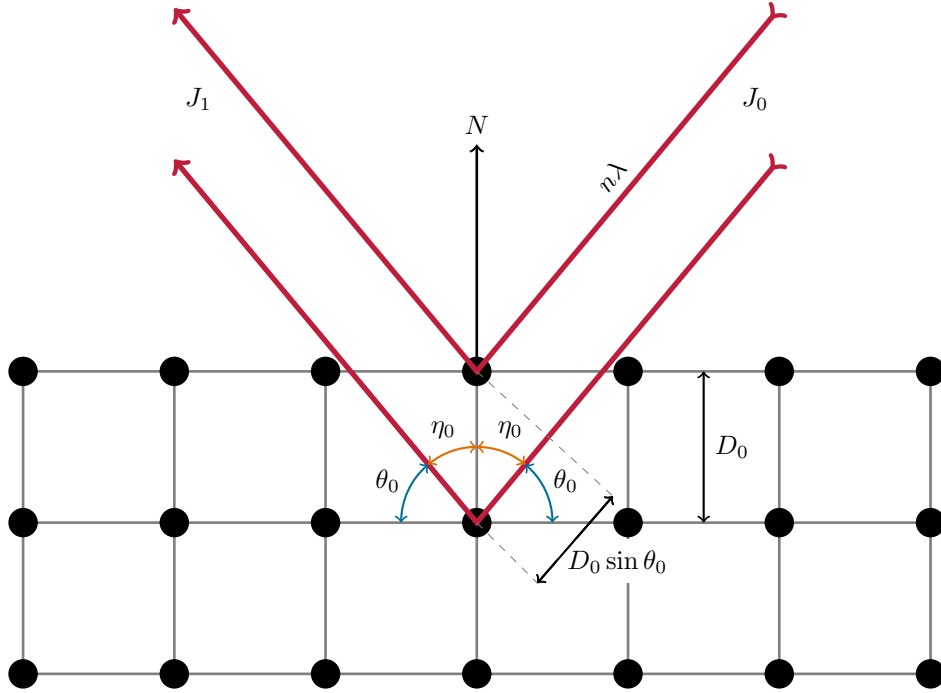


Abbildung 6.1: Prinzipskizze der Bragg'schen Interferenzbedingung [120]

Strahls. Werden die mikroskopische Gitterdehnung und die Bragg-Gleichung kombiniert, erfolgt eine Gitterdehnung aus der Interferenzlinienverschiebung [120]:

$$\epsilon^G = \frac{\sin(\theta_0)}{\sin(\theta)} - 1 \quad (6.3)$$

Die Grundannahme der Diffraktometrie ist, dass die gemessene mikroskopische Gitterdehnung  $\epsilon^G$  gleich der makroskopischen Dehnung  $\epsilon_{\varphi,\psi}$  ist. Daher gilt:

$$\epsilon_{\varphi,\psi}^G = \epsilon_{\varphi,\psi} \quad (6.4)$$

Um den Spannungszustand aus den mikroskopischen Größen zu bestimmen, wird die Elastizitätstheorie herangezogen. Danach ist der Spannungstensor für einen beliebigen Spannungszustand in einem Bauteil:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} x \quad (6.5)$$

Der lokal vorliegende Eigenspannungszustand ist hierbei  $\sigma_{i,j}$  [120].

Auf der Grundlage von Symmetrieachsen des Bauteils oder anderer ausgezeichneten Richtungen (z.B. Umformvorgängen) kann das Koordinatensystem festgelegt werden, dargestellt in Abbildung 6.2. Dieses probenfixierte Koordinatensystem ist über die räumliche Dehnungskomponente  $\epsilon_{\varphi,\psi}$  durch die Winkel  $\varphi$  und  $\psi$  mit dem Dehnungstensor  $\epsilon_{i,j}(i, j = x, y, z)$  verknüpft. Im allgemeinen Fall ergibt sich [120]:

$$\begin{aligned} \epsilon_{\varphi,\psi} = & (\epsilon_{xx} \cos^2 \varphi + \epsilon_{xy} \sin 2\varphi + \epsilon_{yy} \sin^2 \varphi) \sin^2 \psi \\ & + \epsilon_{zz} \cos^2 \psi + (\epsilon_{xz} \cos \varphi + \epsilon_{yz} \sin \varphi) \sin 2\psi \end{aligned} \quad (6.6)$$



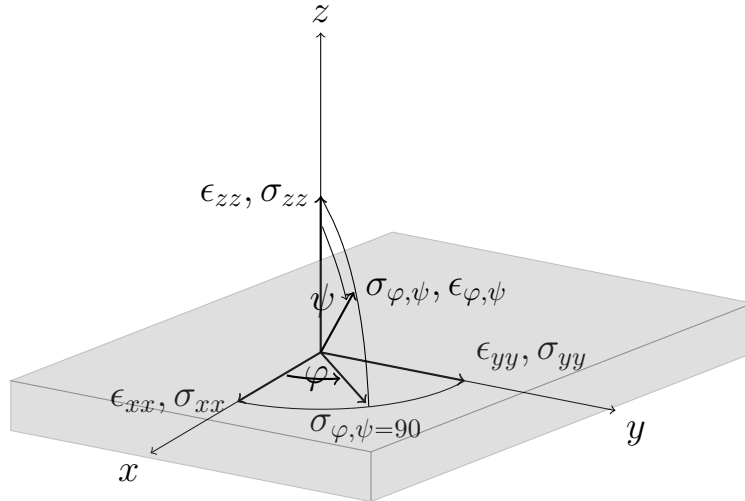


Abbildung 6.2: Verwendetes Koordinatensystem (digitalisiert) [120]

Über das Hookesche Gesetz kann der Spannungstensor mit dem Dehnungstensor verknüpft werden:

$$\begin{aligned} \epsilon_{\varphi,\psi} = & \frac{1+\nu}{E} (\sigma_{xx} \cos^2 \varphi + \sigma_{xy} \sin 2\varphi + \sigma_{yy} \sin^2 \varphi) \sin^2 \psi \\ & + \frac{1+\nu}{E} \left( \sigma_{zz} \cos^2 \psi + \frac{1+\nu}{E} (\sigma_{xz} \cos \varphi + \sigma_{yz} \sin \varphi) \sin 2\psi \right) \\ & - \frac{\nu}{E} (\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}) \end{aligned} \quad (6.7)$$

Damit sind die Grundgleichungen für die Diffraktometrie gegeben.

### 6.1.1. Neutronendiffraktometrie

Bei der Neutronendiffraktometrie wird über eine Änderung der Reflexion des Neutronenstrahls gemäß der Bragg-Gleichung der Gitterabstand  $D$  bestimmt.  $D_0$  wird üblicherweise an einer spannungsarm geglähten Referenzprobe ermittelt. In guter Näherung kann auch eine Referenzmessung in einem Bereich des Bauteils durchgeführt werden, in dem die Gitterdehnung niedrig ist. Ebenfalls können Symmetrieeffekte im Spannungszustand eines Bauteils herangezogen werden, um den Gitterabstand  $D_0$  zu bestimmen [108].

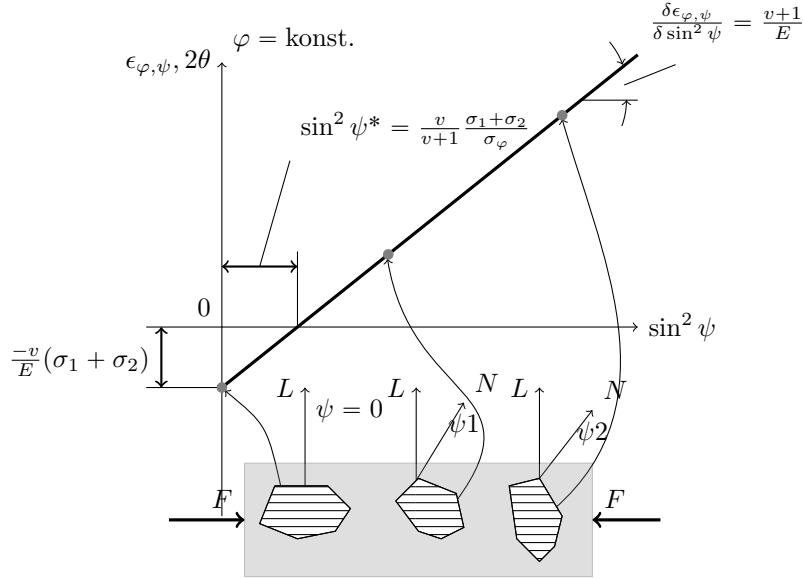
Zur Beschreibung des Spannungszustands sind bei der Neutronendiffraktometrie 6 unabhängige Spannungskomponenten erforderlich. Diese Anforderung wird in der Praxis aufgrund der langen Messzeiten umgangen, indem nur die Hauptspannungen in ihrer angenommenen Richtung bestimmt werden. Für isotropes, polykristallines Material gilt die jeweilige Dehnungskomponente:

$$\epsilon_{i,j} = \frac{\sin(\theta_0)}{\sin(\theta_{i,j})} - 1 \quad (6.8)$$

für die Hauptspannungen mit der gemessenen Hauptdehnung mit  $i = j$  ergibt sich [120]:

$$\sigma_{i,j} = \frac{E}{1+\nu} \left( \epsilon_{i,j} + \frac{\nu}{1-2\nu} (\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \epsilon_{zz}) \right) \quad (6.9)$$

Es müssen alle drei Dehnungs-Komponenten gemessen werden.


Abbildung 6.3: Das  $\sin^2 \psi$ -Verfahren (digitalisiert) [120]

### 6.1.2. Röntgendiffraktometrie

Aufgrund der geringen Eindringtiefen der Röntgendiffraktometrie wird die Gleichung 6.7 vereinfacht. Dabei wird von einem ebenen, oberflächenparallelen Spannungszustand ( $\sigma_{jj}, \sigma_{ij} = 0, j = z$ ) ausgegangen. Es gilt [120]:

$$\epsilon_{\varphi,\psi} = \frac{\nu+1}{E}(\sigma_{xx} \cos^2 \varphi + \sigma_{yy} \sin^2 \varphi) \sin^2 \psi - \frac{\nu}{E}(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \quad (6.10)$$

Auch bei dieser Methode müssen, um den allgemeinen Spannungstensor zu bestimmen, 6 unabhängige Dehnungskomponenten ermittelt werden. Dies ist messtechnisch oft nicht umsetzbar. Daher werden mehrere Gitterdehnungsmessungen vorgenommen. Über Anpassung der Gitterdehnungsverteilung werden die Verläufe bestimmt. Bei dem  $\psi$ -Verfahren werden ausreichend viele Gitterdehnungen mit  $\varphi_i = \text{konst.}$  als Funktion von  $\psi$  bestimmt und mit einem Differentialverfahren ausgewertet. Das  $\sin^2 \psi$ -Verfahren erlaubt für den Sonderfall eines oberflächenparallelen, ebenen Spannungszustandes die Bestimmung der Spannungskomponente  $\sigma_{\varphi,\psi=90^\circ} = \sigma_\varphi$  mit nur einer Richtung  $\varphi$ . Dieser Zustand liegt in vielen Bauteilen vor [120].

Das Messprinzip des  $\sin^2 \psi$ -Verfahrens ist in Abbildung 6.3 enthalten. Werden ausreichend viele verschiedene Einstrahlrichtungen  $\psi_i$  erfasst und damit mehrere Interferenzlinienlagen  $2\theta$  bei  $\varphi = \text{konst.}$  bestimmt, kann bei einer Auftragung der Dehnung über  $\sin^2 \psi$  mit Regression die Steigung der Geraden bestimmt und damit die Hauptspannungen berechnet werden. Mit diesem Verfahren kann jede Hauptspannungskomponente einzeln ermittelt werden.

Tabelle 6.1: Übersicht der Eigenspannungsmessungen und der jeweils aufgetragenen Lastwechsel

M24x130	M36x235	M48x255
Neutronendiffraktometrie	Röntgendiffraktometrie	
SV,tZn	SG, tZn	SG
0	0	0
1	1	1
-	-	10
-	-	10.000
100.000	-	100.000

## 6.2. Versuchsprogramm

Eine Übersicht der Messungen ist in Tabelle 6.1 gegeben. Die Probekörper werden der laufenden Produktion aus jeweils einer Charge der Gewindegröße zufällig entnommen. Mehrere Proben werden zyklisch belastet. Die Vorspannung als Mittellast beträgt  $\sigma_m = 0,6 \cdot R_{p,0,2}$ , die Amplitude  $\sigma_a = 61$  MPa. Nach Aufbringen der zyklischen Belastung wird die Probe komplett entlastet und der Eigenspannungsmessung unterzogen. Messungen an unbelasteten Proben geben Aufschluss über den Eigenspannungszustand in Hinblick auf das jeweilige Herstellungsverfahren. Messungen an zyklisch beanspruchten Proben ermöglichen die Beurteilung von Werkstoffverhalten und Eigenspannungsrelaxation.

Der Tiefenverlauf der Eigenspannung wird mit Neutronendiffraktometrie bestimmt. Aufgrund der begrenzten Messressourcen kann dies nur an begrenzter Probenanzahl und Probengröße durchgeführt werden. Da mit dieser Messmethode größere Eindringtiefen erreicht werden können, werden mehrere schlussvergütet, feuerverzinkte M 24 HV-Schrauben sowie eine schlussgerollt, feuerverzinkte M 36 HV-Schraube untersucht.

Eigenspannungsmessungen mit Röntgendiffraktometrie werden an den schlussgerollten M 48 Gewinden durchgeführt. Die Messung mit dieser Methode ist an feuerverzinkten Gewinden nicht sinnvoll, da der Messbereich im Wesentlichen in die Größenordnung der Zinkschichtdicke fällt.

### 6.2.1. Neutronendiffraktometrie (BER II E3)

Der Messprinzip des Experiments (BER II E3) ist in Abbildung 6.4 dargestellt. Der BER II-Reaktor liefert einen monochromatischen Neutronenstrahl mit konstanter Wellenlänge; dieser Strahl wird an der Probe abgelenkt. Ein Neutronendetektor wird verwendet, um den abgelenkten Strahl im Winkel  $2\theta$  zu beobachten. Das Messvolumen von  $2 \times 2 \times 2$  mm<sup>3</sup> wird durch Schlitzblenden begrenzt. Der beobachtete Bragg-Peak wird über einen symmetrischen Gaußfilter angenähert. Die Änderung der Peak-Position  $\Delta 2\theta$  in Bezug auf den Referenzwert  $\theta$  wird verwendet, um die Dehnung zu bestimmen [162].

Der Messaufbau ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Die Axialrichtung verläuft entlang der Schraubenmittellachse. Die Tangentialkomponente folgt tangential der Mantelfläche, die Radialkomponente steht orthogonal auf der Schraubenachse. Die Prüfkörper werden nebeneinander, aufrecht

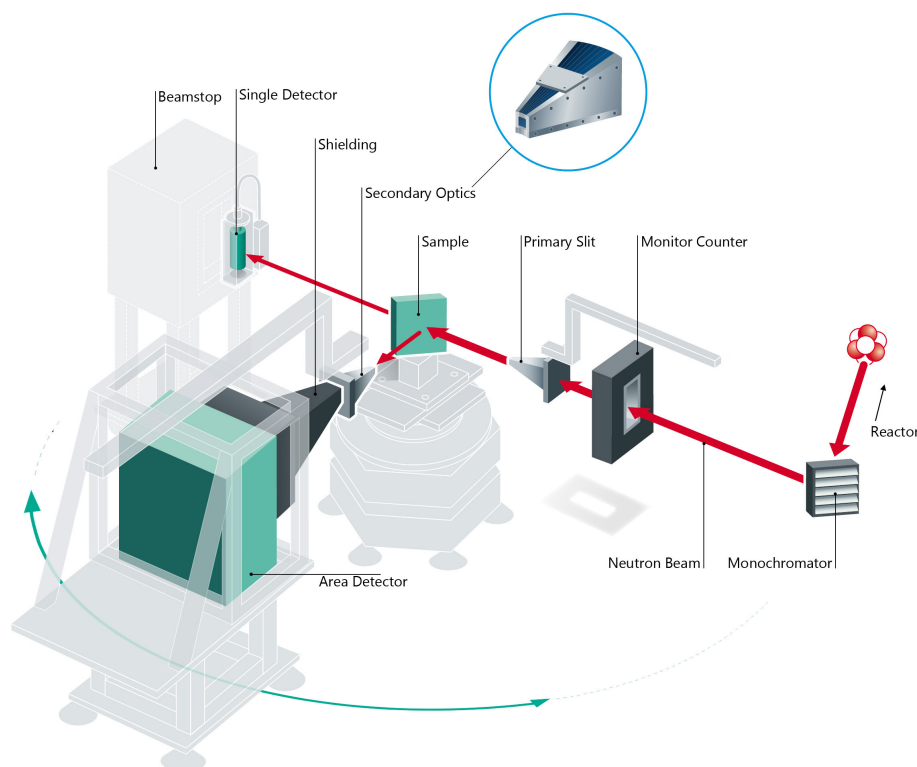


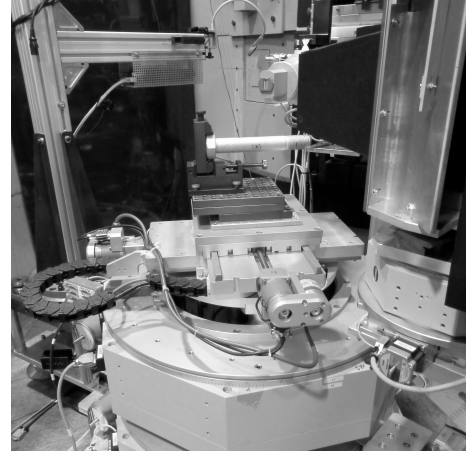
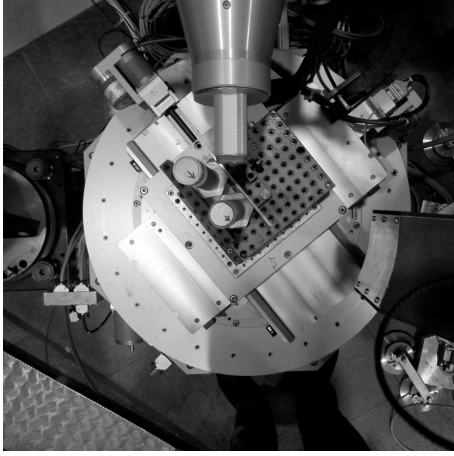
Abbildung 6.4: Messaufbau und Messbereich Neutronendiffraktometrie für M 24 und M 36 [16]

auf dem Messtisch, mit Klammern befestigt. Mit diesem Messaufbau werden Radial- und Tangentialkomponenten der Eigenspannungen bestimmt. Für die Messung der Axialspannungskomponente werden die Schrauben in einer Klemmvorrichtung horizontal befestigt.

Die Lage der Prüfkörper im Koordinatensystem des Messtisches ist mit der *Quickscan-Methode* bestimmt. Dabei wird die Probe durch den Neutronenstrahl bewegt, und die Absorption wird betrachtet. Ist die Probe vollständig durch den Strahl gewandert, kann über Approximation des Messverlaufes und anschließender Bestimmung des Sattels bzw. des Umkehrpunktes die Oberkante der Probe bzw. der Probenmittelpunkt bestimmt werden. Die Lage der Probe wird über ein Lasernivellement optisch überprüft.

Aufgrund der Steigung des Schraubengewindes liegt dem Gewindegrund immer eine Gewindeflanke gegenüber. Deshalb ist der Eigenspannungstiefenverlauf nur bis zur Schraubenmittellachse bestimmt worden. Die Referenzprobe für  $\theta_0$  wird aus dem Zentrums des Schaftes der M 24 Schraube entnommen. Von der Schraubenmitte wird ein Kamm gefräst, dessen Breite dem verzerrten Messvolumen, das sich durch den Strahlengang ergibt, entspricht. Das Ergebnis der Messung ist in Abbildung 6.6 zusammengefasst. Es ist zu erkennen, dass der Oberflächeneffekt in Radialrichtung vernachlässigbar ist. Für die Axialrichtung wird die Messung von zwei Seiten ( $180^\circ$ ) durchgeführt. Dadurch kann der Oberflächeneffekt durch Mittlung der Messungen am Messpunkt ausgeglichen werden. In einem zweiten Schritt werden Axial- und Radialrichtung gemittelt, somit ergibt sich ein  $\theta_0$  von  $77,882\,030\,43^\circ$  mit einer Standardabweichung von  $0,004\,845\,448^\circ$ . Nach Mittemeijer und Welzel [108] soll der relative Fehler bei der Bestimmung von  $\theta$  in der Größenordnung  $10^{-4}$  liegen. Bei der Referenzmessung liegt der relative Fehler bei  $1,06^{-4}$ .

Der absolute Fehler der makroskopischen Dehnungen nach Gleichung 6.8 (kombinierter Fehler aus  $\theta$ - und  $\theta_0$ -Bestimmung) ergibt sich nach partieller Ableitung und der Anwendung des



(a) Neutronendiffraktometrie, Messaufbau für tangential- (b) Neutronendiffraktometrie, Messaufbau für axiale Komponente

Abbildung 6.5: Versuchsaufbau Neutronendiffraktometrie, [146]

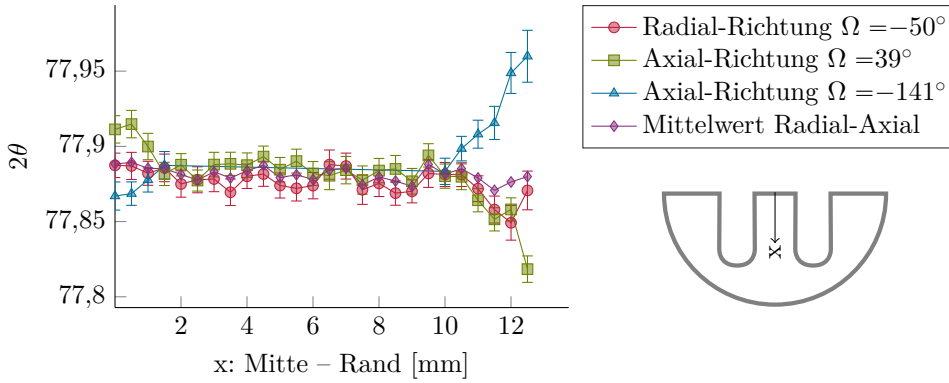


Abbildung 6.6: Referenzmessung und Referenzprobe aus M24x110 10.9 HV-Schraube tZn, [146]

quadratischen Mittels [162]:

$$u_{\epsilon} = \sqrt{\left(\frac{\cos \theta_0}{\sin \theta} \delta \theta_0\right)^2 + \left(\frac{-\cos \theta \sin \theta_0}{\sin^2 \theta} \delta \theta\right)^2} \quad (6.11)$$

Mit der Approximation  $\theta \approx \theta_0$  ergibt sich:

$$u_{\epsilon} = \frac{1}{\tan \theta_0} \sqrt{\delta \theta_0^2 + \delta \theta^2} \quad (6.12)$$

wobei  $\delta \theta$  und  $\delta \theta_0$  der halben Standardabweichung der  $2\theta$ -Messung entsprechen [162].

Der absolute Fehler der Eigenspannung folgt nach partieller Ableitung und Anwendung des quadratischen Mittels aus Gleichung 6.9, beispielhaft für die x-Richtung [162]:

$$u_{\sigma_{xx}} = \sqrt{\left(\frac{E}{1-\nu} u_{\epsilon_{xx}}\right)^2 + \left(\frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}\right)^2 (u_{\epsilon_{xx}}^2 + u_{\epsilon_{yy}}^2 + u_{\epsilon_{zz}}^2)} \quad (6.13)$$

Es wird davon ausgegangen, dass die Fehler bei  $E$  und  $\nu$  im Vergleich zu den anderen Fehlern sehr klein sind und somit vernachlässigt werden können.

### M36x235 10.9 HV-Schraube tZn

Der Messaufbau ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Es wird eine unbelastete, schlussgerollte Schraube betrachtet. Aufgrund der beschränkten Messzeit kann nur ein Tiefenverlauf in Oberflächennähe (bis 4,5 mm) bestimmt werden. Die Eindringtiefen sind jedoch deutlich größer als bei der Röntgendiffraktometrie.

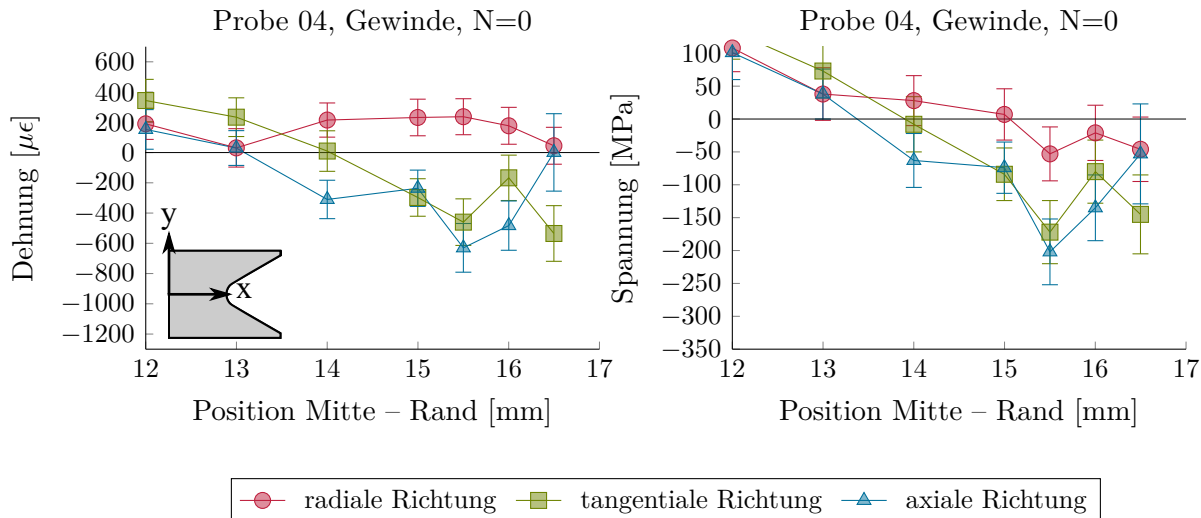


Abbildung 6.7: Eigenspannungstiefenverläufe M36x235 10.9 HV-Schraube SG tZn, unbelastet [146]

Da die Schrauben eine ähnliche kristalline Struktur aufweisen, wird die Referenzprobe der M 24-Messungen für  $\theta_0$  verwendet. Der Messfehler ergibt sich aus der Interferenzlinie.

Axialkomponente und Tangentialkomponente im ersten tragenden Gewindegang werden in Paaren von  $180^\circ$  verschiedenen Rückstrahlbereichen bestimmt. Durch die Messung von zwei Richtungen wird der Oberflächeneffekt über die Mittelwertbildung der einzelnen Messpunkte verringert. Die Radialkomponente wird nur unter einem Winkel bestimmt. Aufgrund der geringen Differenz von  $\theta$  zu  $\theta_0$  wird angenommen, dass der Eigenspannungsanteil in dieser Richtung klein ist. So kann auf eine zweite Messung verzichtet werden.

Die Eigendehnungen und -spannungen sind in Abbildung 6.7 dargestellt. In axialer und tangentialer Richtung sind Druckeigenspannungen unterhalb der Oberfläche vorhanden. Sie erreichen ihr Maximum bei einer Tiefe von ca. 1 mm unterhalb der Oberfläche und nehmen zur Schraubenmitte hin ab. Die Radialrichtung der Spannungen weist im Vergleich zu den anderen Komponenten einen deutlich flacheren Verlauf auf. Er liegt sowohl im niedrigen Zug- als auch im niedrigen Druckbereich.

### M24x110 10.9 HV-Schraube tZn

Die Tiefenverläufe der Eigenspannungen werden an drei schlussvergütete, feuerverzinkten M24x110 10.9 HV-Schrauben bestimmt. Die Verläufe werden im ersten tragenden Gewindegang an allen drei Prüfkörpern bis zur Mittelachse festgestellt. Zusätzlich wird der Eigenspannungstiefenverlauf an einer unbelasteten Schraube im Schaftbereich aufgenommen. Aufgrund der begrenzten Ressourcen wird die Messung der Axial-Richtung nur für zwei Prüfkörper im oberflächennahen Bereich durchgeführt. Die Komponente wird in Paaren von  $180^\circ$  verschiedenen  $2\theta$ -Rückstahlbereichen gemessen, um Oberflächeneffekte zu minimieren.

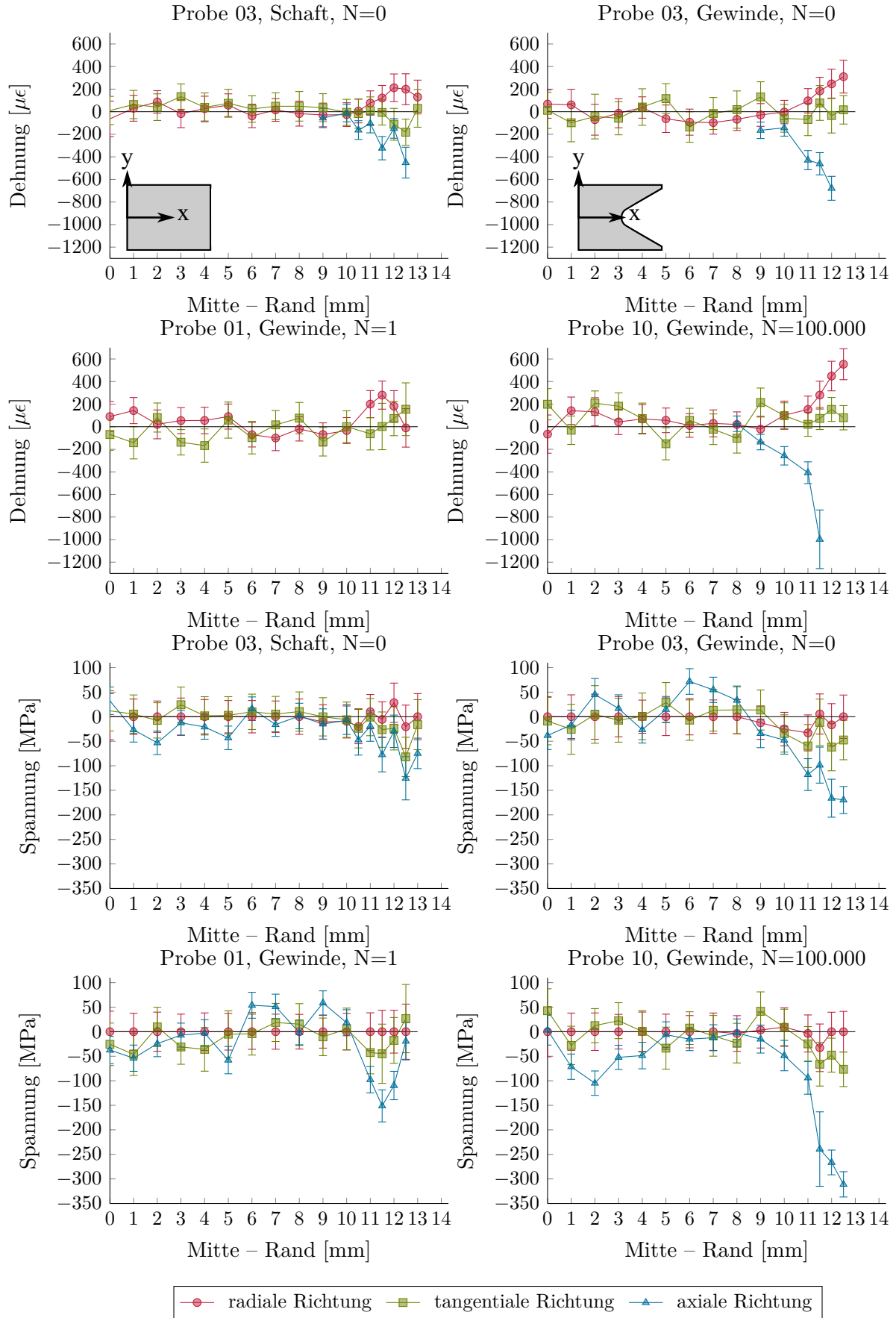


Abbildung 6.8: Eigenspannungstiefenverläufe, M24x110 10.9 HV-Schraube SV tZn, unbelastet und belastet [146]



Die gemessenen Dehnungen und berechneten Spannungen sind in Abbildung 6.8 dargestellt. Die Dehnungen in tangentialer und radialer Richtung schwanken für die unbelastete Probe 03 sowohl im Schaft als auch im Gewindebereich um Null. Nahe der Oberfläche ist ein leichter Anstieg der Dehnungskomponente zu erkennen, der mit dem Anstieg der axialen Dehnungskomponente im Druckbereich einhergeht.

Bei der einmalig belasteten Probe 01 ist im Gewindebereich für die radiale und tangentiale Dehnungskomponente eine stärkere Schwankung um Null zu erkennen. Das Maximum der Tangentialdehnungen hat sich in Richtung Schraubenmitte, bei 11,5 mm, verschoben.

Die zyklisch beanspruchte Probe 10 zeigt im Gewindebereich einen deutlichen Anstieg der oberflächennahen axialen Dehnungen im Druckbereich. Die Tangentialkomponente weist einen deutlichen Anstieg im Zugbereich auf, während die Radialkomponente weiterhin um Null schwankt.

### 6.2.2. Röntgendiffraktometrie (TU-BS ifs)

Die Eigenspannungsmessungen mit Röntgendiffraktometrie werden am Institut für Füge- und Schweißtechnik, der TU Braunschweig, durchgeführt. Es wird eine Strahlungsquelle mit einer Wellenlänge  $\lambda = 0,228\,964\,9\text{ nm}$ , einem Beugungswinkel  $2\theta = 156,012^\circ$ , sowie den Materialkonstanten  $K_1 = -608,4\text{ MPa/deg}$  und  $K_2 = 2781,1\text{ MPa/deg}$  verwendet. Der Messfehler ergibt sich aus der bestimmten Interferenzlinie.

#### M48x255 10.9 HV-Schraube

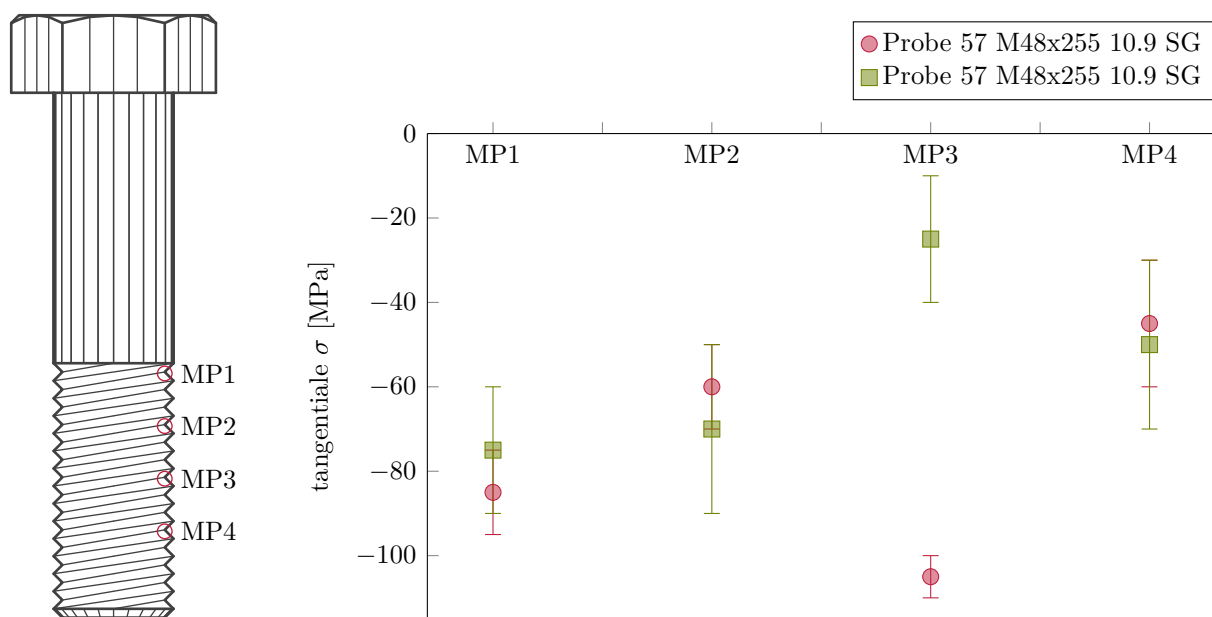


Abbildung 6.9: Oberflächennahe tangentiale Eigenspannungsmessungen, M48x255 10.9 HV-Schraube SG, unbelastet

Aufgrund der Gewindegeometrie und des festen Beugungswinkels des Messgerätes kann nur die tangentiale Spannungskomponente mit Röntgendiffraktometrie erfasst werden. Eine Bestimmung der Axial-Komponente im Gewindegrund wäre nur über eine Abtragung der Gewindeflanken möglich. Allerdings könnte durch diesen Prozessschritt der Eigenspannungszustand sowohl durch Spannungsumlagerung, als auch durch Eigenspannungsrelaxation – infolge Temperatur, bei spannendem Abtrag – verändert werden.



Untersucht wird der Eigenspannungszustand und dessen Veränderung infolge einer zyklischen Beanspruchung im ersten tragenden Gewindegang. Als Prüfkörper dienen M48x255 10.9 SG aus Charge 3. Der Eigenspannungszustand aus dem Herstellungsprozess wird an zwei Prüfkörpern an jeweils vier Gewindegründen bestimmt, dargestellt in Abbildung 6.9.

Es ist zu erkennen, dass im Ausgangszustand nach dem Herstellungsprozess, Druckeigenspannungen an der Oberfläche im Gewindegrund vorliegen. Eine starke Streuung der Messwerte zwischen den einzelnen Gewindegängen, sowie eine Zu- oder Abnahme der Eigenspannungen zum freien Schraubenende hin, sind nicht zu erkennen.

Das Ergebnis der Messung an zyklisch beanspruchten M 48 Proben ist in Abbildung 6.10 mit anderen Literaturergebnissen zusammengefasst. Über die Lastwechsel ist der zeitliche Verlauf der tangentialen Eigenspannung an der Oberfläche dargestellt. Der Datenpunkt des unbelasteten Zustands ergibt sich aus dem gewichteten Mittelwert der Messungen an verschiedenen Proben und Gewindegängen. Die restlichen Werte basieren auf Messungen an vier Prüfkörpern, jeweils im ersten voll tragenden Gewindegang. Der unbelastete Zustand entspricht dem Eigenspannungszustand nach der Herstellung. Die ermittelten Spannungen bei den belasteten Proben sind eine Kombination aus Eigenspannung und elastisch-plastischem Werkstoffverhalten. Die Druckspannungen nehmen bis 10.000 Lastwechsel zu, danach nehmen diese Spannungen wieder ab und erreichen bei 100.000 Lastwechseln wieder die Ausgangsgröße. Auch über einen längeren Belastungszeitraum ist ein stabiler Druckeigenspannungszustand im Bauteil vorhanden. Aussagen über den Anteil von Eigenspannungsrelaxation und elastisch-plastischem Werkstoffverhalten sind auf Grundlage der Daten nicht direkt möglich. Der Ausgangseigenspannungszustand der jeweiligen Proben ist nicht exakt bekannt. Hierfür wären In-situ-Messungen am Bauteil Schraube-Mutter nötig.

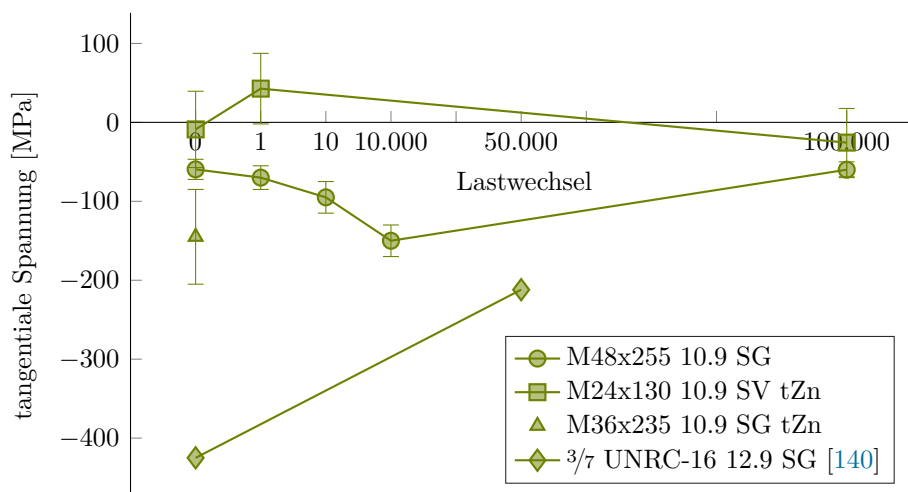


Abbildung 6.10: Oberflächennahe tangentiale (Eigen-)Spannungskomponente verschiedener Schraubendurchmesser und -herstellungsarten

### 6.3. Einordnung in den Stand der Forschung

Der Vergleich der Eigenspannungsmessungen mit Ergebnissen anderer Forschungsgruppen ist nur begrenzt möglich. Zum einen existieren nur wenige Publikationen, die überhaupt Eigenspannungsmessungen an Schrauben enthalten. Für feuerverzinkte Schrauben sind keine Veröffentlichungen, vermutlich aufgrund Messproblematik, bekannt. Zum anderen sind die publizierten Ergebnisse unvollständig oder nicht aktuell. Bisher haben sich Untersuchungen hauptsächlich auf kleine

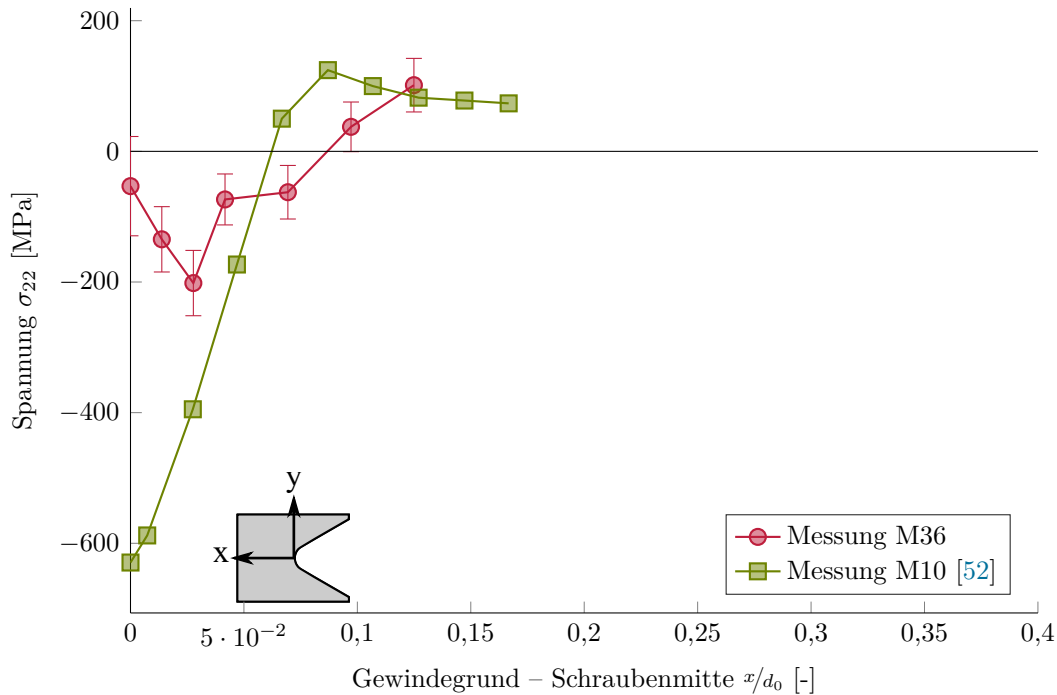


Abbildung 6.11: Vergleich: Oberflächennahe tangentielle Eigenspannungsmessungen, M36x235 10.9 HV-Schraube SG

Durchmesser und nur oberflächennahe Eigenspannungen beschränkt. Daher kann eine Abgleichung mit den hier vorgestellten Messergebnissen nur eingeschränkt erfolgen.

Die in Abbildung 2.10 dargestellten Eigenspannungsmessungen an feuerverzinkten HV-Schrauben im Kopf-Schaft-Bereich zeigen einen ähnlichen Spannungsverlauf wie die hier untersuchten Eigenspannungsverläufe an den schlussgerollt, feuerverzinkten M 24 HV-Schrauben. Besonders die Axialkomponente der NT-verzinkten M 36 HV-Schraube zeigt moderate Druckeigenspannungen, die im selben Druckeigenspannungsbereich liegen wie die Axialkomponente im oberflächennahen Bereich des Schaftes der M 24 HV-Schraube. Hasselmann und Speckhardt [64] führen diese moderaten Eigenspannungen auf Resteigenspannungen aus einem vorgelagerten Prozessschritt zurück. Es ist davon auszugehen, dass die untersuchten HV-Schrauben ebenfalls vor dem Feuerverzinken reinigungsgestrahlt worden sind.

Eine weitere mögliche Erklärung für die Entstehung von Druckeigenspannungen an schlussvergüteten Schrauben betrifft den Vergütungsprozess. Diese Spannungen entstehen beim schnellen Abkühlen von 900 °C auf 60 °C durch die Umwandlung von einem kubisch-flächenzentrierten hin zu einem kubisch-raumzentrierten Gefüge. Die Temperatur beim Anlassen kann nur sehr hohe Eigenspannungen abbauen, moderate Druckeigenspannungen bleiben erhalten [101]. Im Vergleich zu schlussvergüteten Schrauben ohne Feuerverzinkung unterscheiden sich die bestimmten Eigenspannungsverläufe von den Ergebnissen bei Stephens u. a. [140]. Deren Schrauben zeigen im Gewindegrund Zugeigenspannungen. Das Anwachsen der Spannungen von N=1 zu N=100.000 Lastwechseln kann auf zyklische Entfestigung zurückgeführt werden, wie sie auch von Panic, Beier und Vormwald [114] beschrieben ist.

Die Axialkomponente der Eigenspannungstiefenverläufe an unbelasteten schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 HV-Schraube wird den Ergebnissen von Fares [52] in Abbildung 6.11 gegenübergestellt. Beide Verläufe unterscheiden sich quantitativ deutlich. Es ist jedoch zu erkennen, dass bei

beiden Messungen das Maximum der Druckeigenspannungen unterhalb der Oberfläche liegt.

Stephens u. a. [140] untersuchen Eigenspannungen an schlussgerollten und schlussvergüteten Schrauben. Sie bestimmen die axialen und tangentialen Komponenten der Eigenspannungen mit Röntgendiffraktometrie. Dabei werden axiale Druckeigenspannungen von  $-500$  MPa und in Tangentialrichtung von  $-1000$  MPa im Maximum bestimmt. Das Maximum der axialen Eigenspannungen bleibt auch unter zyklischer Beanspruchung stabil, die Tangentialkomponente hingegen, nimmt deutlich ab. Dieses Verhalten kann für die tangential Komponente an den untersuchten M48x255 10.9 Prüfkörpern nicht bestätigt werden, wie in Abbildung 6.10 dargestellt ist.

Die Ergebnisse der Eigenspannungsmessungen an den M 36 HV-Gewinden im unbelasteten Zustand unterscheiden sich quantitativ deutlich von denen bei Stephens u. a. [140]. Dies könnte auf ein zu großes Messraster bei der Neutronendiffraktometrie zurückgeführt werden. Durch ein zu großes Raster könnte das Maximum der jeweiligen Komponente nicht erfasst worden sein, insbesondere in den randnahen Bereichen, in denen steile Gradienten auftreten. Der generelle Verlauf der Eigenspannungen stimmt hingegen qualitativ mit den Ergebnisse von Stephens u. a. [140] überein.

## 6.4. Erkenntnisse

Eigenspannungen in schlussvergütet, feuerverzinkten M 24 HV-Schrauben weisen ein Maximum an Druckeigenspannungen an der Oberfläche auf, insgesamt sind diese jedoch niedrig. Es gibt mehrere mögliche Ursachen, die einen Einfluss auf die quantitative Ausprägung der Eigenspannung haben: Durch einen vorgelagerten Reinigungsprozess können Druckeigenspannungen eingebracht sein, die durch die thermische Beanspruchung beim Feuerverzinken nur teilweise abgebaut worden sind. Eine andere Möglichkeit ist, dass die Eigenspannungen infolge der Gefügeumwandlung beim Vergütungsprozesses entstanden sind. Unter zyklischer Beanspruchungen ist die Kombination aus entfestigendem Werkstoffverhalten und Eigenspannungsrelaxation zu erkennen.

Der Eigenspannungsverlauf von schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 HV-Schrauben hat einen grundsätzlich anderen Charakter, denn das Maximum ist unterhalb der Oberfläche.

Eine bessere Erfassung des Eigenspannungsverlaufs mit Neutronendiffraktometrie, besonders im Bereich großer Gradienten, kann durch eine Überlappung der Messvolumina erfolgen.

Tangential Eigenspannungen, gemessen am selben schlussgerollten M 48 Gewinde in verschiedenen Gewindegründen, unterscheiden sich nicht quantitativ. Unter zyklischer Beanspruchung tritt zunächst ein entfestigendes Werkstoffverhalten auf, dem schließt sich ein Bereich mit Relaxation an. In den Bereichen von 10.000 bis 100.000 Lastwechseln sind weitere Messpunkte erforderlich, um das Werkstoffverhalten besser beurteilen zu können.



## 7. Modellierung

Ist eine lokale Betrachtung des Ermüdungsverhaltens von schlussvergüteten Schrauben erforderlich, werden überwiegend Kerbdehnungskonzepte verwendet [113]. Dabei wird das zyklische, transiente, elastisch-plastische Werkstoffverhalten versuchsgestützt abgeschätzt. Bisherige lokale Konzepte für schlussgerollte Schrauben berücksichtigen Eigenspannungen über pauschale, phänomenologische Parameter [56]. Ausschlaggebend für diesen Lage ist die aufwändige Beschreibung des komplexen Eigenspannungs- und Verfestigungszustands im Gewinde. Zur Erarbeitung eines umfassenden Kerbdehnungskonzepts für schlussgerollte Schrauben ist es erforderlich, in einer FE-Berechnung das zyklische, transiente, elastisch-plastische Werkstoffverhalten bei der Umform- und Belastungssimulation korrekt wiederzugeben.

Daraus folgen vier Schritte, die ein Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben berücksichtigen muss:

- Wiedergabe des zyklisch, transienten, elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens,
- Wiedergabe von Eigenspannungen und Verfestigung in einer Umformsimulation des Schraubengewindes,
- Beanspruchungssimulation der Schraubengarnitur mit Mittelspannungsrelaxation,
- phänomenologische Erfassung der Schädigung.

Im Folgenden wird auf die Wiedergabe des zyklisch, transienten, elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens eingegangen. Die Berechnung des Eigenspannungszustands erfolgt mittels Umformsimulation. Es wird ein Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben formuliert. Eine Konzeptstudie zur Ermittlung der Anrisslebensdauer einer schlussgerollten M 48 HV-Schrauben wird durchgeführt.

### 7.1. Elastisch-plastisches Werkstoffmodell

Die experimentellen zyklischen Untersuchungen zeigen ein Versagen der HV-Schraube im ersten tragenden Gewindegang. Durch die scharfe Kerbe des Gewindes treten im Zusammenwirken mit der Mutter an dieser Stelle große Dehnungen auf. Die zyklische Beanspruchung führt zu wiederholten plastischen Dehnungen, die akkumuliert werden. Zur Bestimmung der Lebensdauer sind Kenntnisse über die nichtlineare Werkstoffantwort nötig. Auf mikroskopischer Ebene werden die Ermüdungsprozesse durch Versetzungen im Gefüge, Gleitbandbildungen und Mikro-Risswachstum beschrieben. Diese Prozesse werden auf makroskopischer Ebene durch den Bauschinger-Effekt, zyklisches Ver- und Entfestigen sowie Kriechen und Mittelspannungsrelaxation beschrieben.

Ein weit verbreitetes Materialmodell, das diese Eigenschaften vereint, ist das Werkstoffmodell nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95]. Darin wird das zyklisch, transient, elastisch-plastische Materialverhalten sowohl über nichtlineare, kinematische als auch isotrope Ver- und Entfestigung beschrieben. In dieser Form ist das Modell in vielen FE-Programmen (z. B. *Abaqus*, *Ansys*) implementiert. Das Modell wird in reduzierter Form in mehreren Forschungsvorhaben im Rahmen von Kerbdehnungskonzepten zur Bestimmung der stabilisierten Spannungen und Dehnungen verwendet [113].

Die Grundgleichungen des Werkstoffmodells nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] mit kombinierter nichtlinearer kinematischer und isotroper Ver- und Entfestigung stützen sich auf die Fließregel:

$$f = J_2(\sigma - X) - R(p) - k \leq 0 \quad (7.1)$$

Das nichtlineare Spannungs-Dehnungsverhalten wird durch kinematische Verfestigung und zyklische Ver- und Entfestigung über isotrope Verfestigung beschrieben. Die Größe des elastischen Bereichs wird in einen Anfangswert  $k$  und die veränderliche Größe  $R$  aufgeteilt. Die Größe der Fließfläche wird über die Veränderung der Größe  $R$  in Abhängigkeit von der akkumulierten plastischen Dehnung  $p$  angegeben [124]. Die kinematische Verfestigung wird in Erweiterung der Prager'schen Regel (linearer kinematischer Verfestigungsanteil) mit einem Term in Abhängigkeit von der momentanen Verschiebung  $X$  der Fließfläche formuliert. Der kinematische Verzerrungstensor wird in einzelne (i. A. 3) Teiltensoren aufgespalten. Dies führt zu einer besseren Anpassung an den tatsächlichen Spannungs-Dehnungs-Verlauf des Werkstoffs [124]. In inkrementeller Beschreibung kann die kinematische Verfestigung abgebildet werden:

$$dX_i = \frac{2}{3}C(p) d\epsilon_{pl} - \gamma(p)X dp \quad (7.2)$$

mit

$$dX = \sum_1^n dX \quad (7.3)$$

wobei  $dp$  das Inkrement der akkumulierten plastischen Dehnung ist;  $C$  und  $\gamma$  sind Materialkonstanten. Die Rückspannungen (backstresses)  $n$  geben die Anzahl der Terme zur Beschreibung des kinematischen Anteils an.

Die isotropen Ver- und Entfestigungsvorgänge werden über die Entwicklung von  $R$  beschrieben:

$$dR = b(Q - R) dp \quad (7.4)$$

Hierbei sind  $Q$  und  $b$  Materialparameter. Der Parameter  $Q$  entspricht dem stabilisierten Zustand des Materials,  $b$  beschreibt die Geschwindigkeit der Stabilisierung. Die Fließspannung ist definiert bei  $\epsilon_{pl,eq} = 0$ . Der elastische Anteil wird über E-Modul und Querdehnzahl beschrieben [95].

Insgesamt besitzt das Werkstoffmodell die Fähigkeit, folgende Effekte abzubilden [95]:

- zyklische Ver- und Entfestigung mit Stabilisierung,
- Bauschinger-Effekt,
- Ratcheting,
- Mittelspannungsrelaxation.

Diese Fähigkeiten entsprechen sowohl den Anforderungen zur Modellierung des Umformprozesses als auch den Anforderungen zur Beschreibung der Beanspruchungsverhältnisse unter Last im Schraubengewinde.

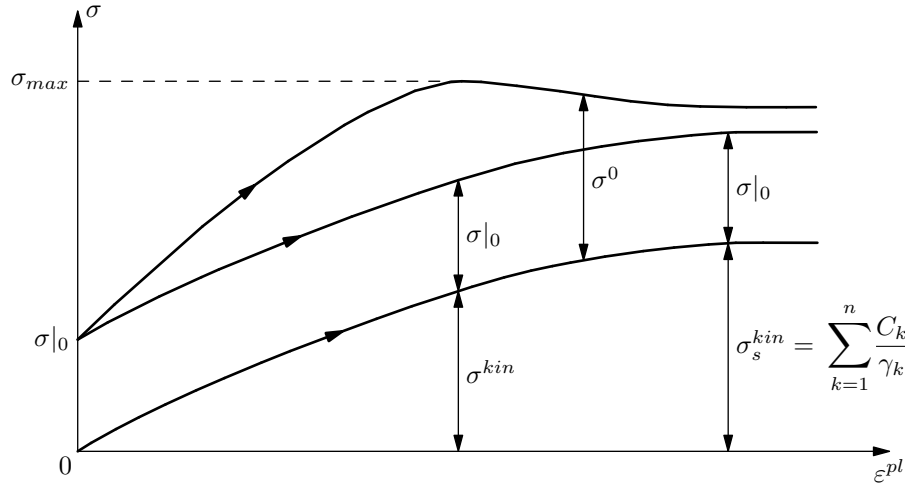


Abbildung 7.1: Kombinierte isotrope und kinematische Verfestigung für den eindimensionalen Fall [1]

### 7.1.1. Kalibrierung der Materialparameter

Im Folgenden wird die Notation von **Abaqus** verwendet. Die in **Abaqus** implementierte Version des Werkstoffverhaltens nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] mit kombinierter isotroper und kinematischer Verfestigung für den eindimensionalen Fall ist in Abbildung 7.1 dargestellt.

Das in **Abaqus** implementierte Materialmodell nach *Chaboche* benötigt zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens mindestens 7 bis maximal 25 Parameter. Die Anzahl ist im Wesentlichen von der Anzahl der Rückspannungen abhängig, die die kinematische Verfestigung angeben. Mit jeder weiteren Rückspannung wird die Anzahl der Parameter um zwei erhöht. Maximal können 10 Rückspannungen verwendet werden. Der isotrope Anteil der Verfestigung wird von drei Parametern erfasst, der elastische Anteil über zwei.

Die Parameter werden an den Daten des IST kalibriert und mit denen des monotonen Zugversuchs verglichen. Die Durchführung der Versuche ist in Kapitel 4 erläutert. Die Auswertung und Aufbereitung erfolgt mit einem **Matlab**-Script.

Zunächst werden aus den Versuchsdaten die Spannungs- und Dehnungsmaxima bestimmt. Anschließend wird die Anzahl der verschiedenen Amplituden ermittelt. Die jeweilige plastische Dehnungsamplitude  $\epsilon_{a,pl}$  wird mit dem E-Modul  $E_0$  aus dem monotonen Zugversuch bestimmt. Hierfür wird, ausgehend vom Hysteresenumkehrpunkt, an den Entlastungspfad eine Gerade mit der Steigung des E-Moduls angelegt. Über die Abweichung der Geraden vom Spannungs-Dehnungs-Pfad größer als  $\epsilon_{krit} = 0.0004$  ist der Beginn des plastischen Bereichs definiert. Kleine elastische Amplituden werden in der Berechnung nicht berücksichtigt, sind aber in Abbildung 7.2 enthalten. Durch Akkumulieren der plastischen Dehnung wird der Verlauf des Fließflächenradius dargestellt. Ausgehend vom initialen Fließflächenradius  $\sigma|_0$  können eine Regression die Parameter  $Q$  und  $b$  mit der Funktion

$$\sigma_0 = \sigma|_0 + Q \cdot (1 - e^{-b \cdot \epsilon_{a,pl}}) \quad (7.5)$$

ermittelt werden.

Der kinematische Anteil wird am stabilisierten Hysteresenblock bestimmt. Da die untersuchten Werkstoffe nur zyklisch entfestigen, wird der stabilisierte Bereich bei 50 % der Anrisslebensdauer definiert. Um den Punkt der Anrisslebensdauer zu bestimmen, wird die Entwicklung der positiven

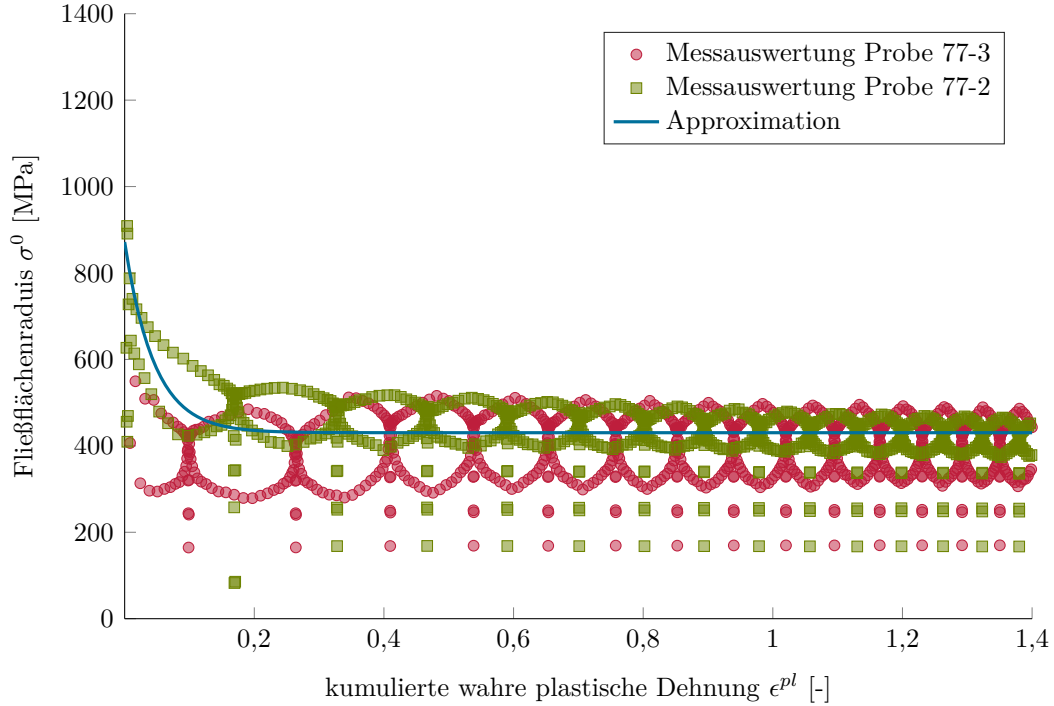


Abbildung 7.2: Verlauf des Fließflächenradius' aus verschiedenen ISTs der Charge 3 nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95]

Hysteresenumkehrspannungen herangezogen. Dieser Verlauf ist im Mittel konstant. Ein Abfall um 2 % gegenüber dem Mittel wird als Anrisslebensdauer gewertet. Davon ausgehend, können die Spannungen und plastischen Dehnungen des stabilisierten Bereiches bestimmt werden [113].

Der aufbereitete stabilisierte Bereich wird über Tabellendaten an **Abaqus** übergeben. Durch eine nicht dokumentierte Anpassung werden die Parameter  $C_i$  und  $\gamma_i$  intern bestimmt, wobei  $i$  der Anzahl der Rückspannungen entspricht.

Zur Bewertung der bestimmten Modellparameter werden die ersten drei Amplitudenblöcke des IST herangezogen. Zusätzlich wird der monotone Zugversuch eingesetzt. Für die Bewertung werden der Standardfehler und der Korrelationskoeffizient des Simulationsergebnisses des jeweiligen Parametersatzes berechnet. Der Standardfehler:

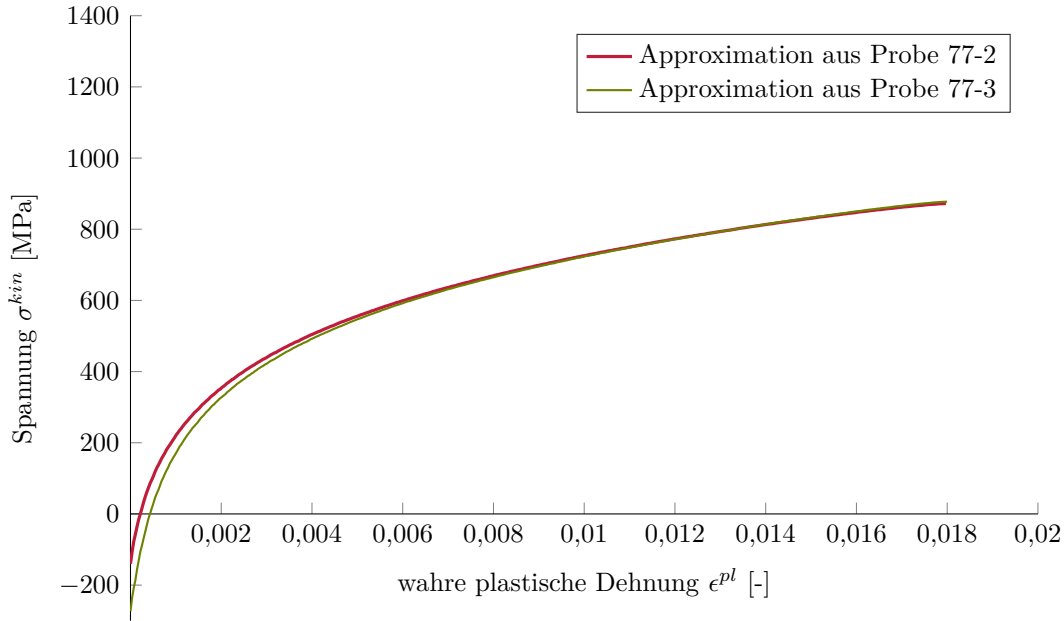
$$s_e = \sqrt{\frac{1}{n^2} \cdot \sum_{i=0}^n e_1^2} \quad (7.6)$$

wird aus den Residuen zwischen Simulationsergebnis und Versuchsdaten bestimmt. Der Korrelationskoeffizient:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=0}^n (\sigma_{Versuch} - \bar{\sigma}_{Versuch})}{\sum_{i=0}^n e_1^2} \quad (7.7)$$

des Modells wird über eine Varianz gewonnen. Sie wird aus den Daten vorhersagbarer Residuen und den Residuen zwischen Simulationsergebnis und Versuchsdaten bestimmt. Eine Normalverteilung der Residuen kann auf lediglich statistische Fehler zwischen Simulation und Versuch hindeuten, ein Modellfehler ist damit unwahrscheinlicher [135].





Abbildungung 7.3: Verlauf des kinematischen Anteils aus IST der Charge 3 nach Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95]

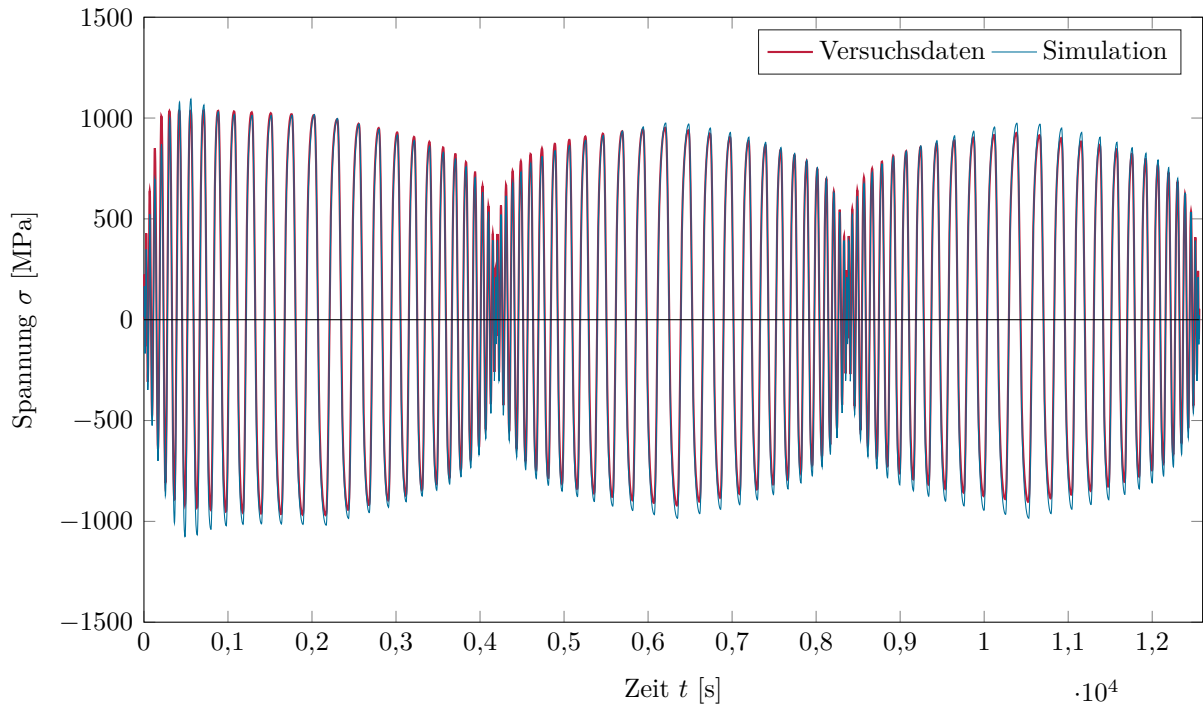
Die Kalibrierung des Werkstoffmodells erfolgt an einem impliziten zweidimensionalen Modell mit einem Element. Der Dehnungsverlauf wird als Verschiebung an der Oberseite des Modells aufgebracht. An der gegenüberliegenden Seite ist die Verschiebung in Lastrichtung verhindert, eine Querdehnung wird zugelassen. Es werden Elemente des ebenen Spannungszustands verwendet. Dadurch kann der Spannungsverlauf der Simulation direkt mit dem des Versuchs verglichen werden.

Eine gute Übereinstimmung von Simulation und Versuch liefert die Auswertung mit  $\epsilon_{krit} = 0.004$  und drei Rückspannungen. Der vollständige Parametersatz ist in Tabelle 7.1 enthalten. Der Vergleich von Versuch und Simulation ist in Abbildung 7.4a dargestellt. Die Spitzenwerte der Amplituden im Druckbereich werden leicht überschätzt. Beim Betrachten der einzelnen Amplituden ist zu erkennen, dass besonders die ersten Amplituden im Zugbereich zunächst unter- und dann überschätzt werden. Mit zunehmender akkumulierter plastischer Dehnung verbessert sich die Anpassung der Spitzenwerte. Die Entwicklung der absoluten Residuen über die Zeitachse zeigt, dass sich die Abweichung mit Simulationsfortschritt verkleinert. Werden die normierten Verteilungen der auf den Standardfehler normierten Residuen bei einer Auswertung vom 1.-3. Amplitudenblock mit dem 3. Amplitudenblock verglichen, zeigt sich zunächst eine Verkleinerung des Standardfehlers, vgl. Abbildung 7.4c. Ebenfalls verändert sich die Verteilungsfunktion, sie nähert sich der Normalverteilung an. Aufgrund der Abweichung bei der Verteilung der Residuen kann auf einen zusätzlichen systematischen Fehler, also auf einen Modellfehler, geschlossen werden.

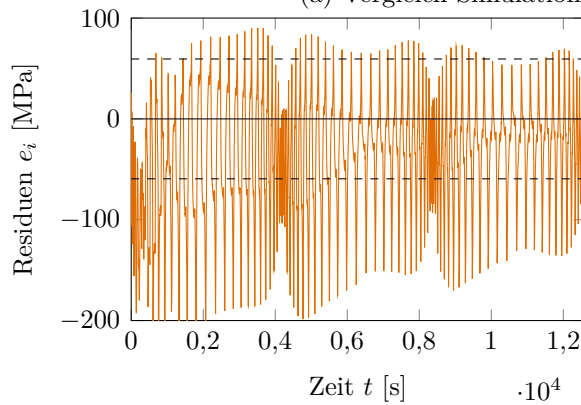
Insgesamt werden für die ersten drei Amplitudenblöcke der Regressionskoeffizient  $R^2 = 0.9918$  und der Standardfehler  $s_e = 59.416$  erreicht.

### 7.1.2. Problemanalyse

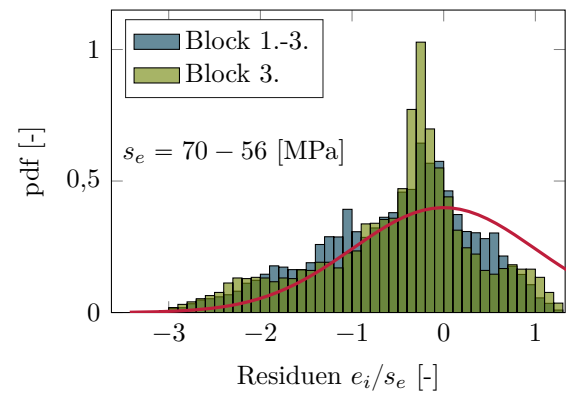
Eine vollständige Anpassung des Werkstoffmodells an die Versuchsdaten ist aus zwei Gründen nicht möglich: Werden die Parameter so gewählt, dass das zyklische Materialverhalten genau beschrieben wird, kann die Erstbelastung nicht korrekt wiedergeben werden. Erfolgt eine Anpassung



(a) Vergleich Simulation und Versuchsdaten 1.-3. Block.



(b) Absolute Residuen 1.-3. Block



(c) Normierte Verteilung der Residuen 1.-3. und 3. Block

Abbildung 7.4: Ergebnis: Anpassung des Materialmodells an Versuchsdaten mit  $\epsilon_{krit} = 0.0004$  und 3 Rückspannungen

Tabelle 7.1: Parameter für das Werkstoffmodell nach *Chaboche* für Charge 3

E	$\nu$	$\sigma _0$			
[MPa]	[-]	[MPa]			
192263	0,28	871,69			
$C_1$	$\gamma_1$	$C_2$	$\gamma_2$	$C_3$	$\gamma_3$
[MPa]	[-]	[MPa]	[-]	[MPa]	[-]
42796	120,37	187524	1257,5	1759340	31770
$Q$	$b$				
[MPa]	[-]				
-450,85	24,87				

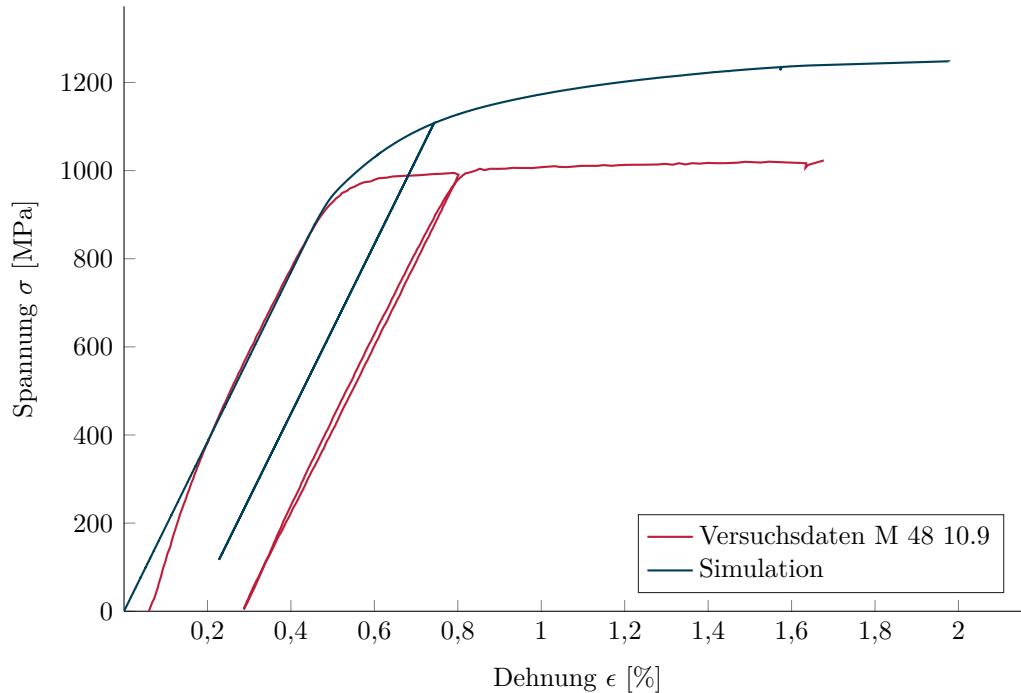


Abbildung 7.5: Vergleich von Berechnungs- und Versuchsergebnis des Erstbelastungspfads aus dem statischen Zugversuch der Charge 3

an die Erstbelastung, wird das zyklische Materialverhalten unterschätzt. Diese Problematik ist mehrfach erkannt: Scheibe [124] zeigt für Baustahl, dass das Werkstoffmodell nach *Chaboche*, besonders in den ersten Amplitudenzyklen, bei einer Wechselbeanspruchung nicht ausreichend genau beschrieben werden kann. Allerdings verbessert sich die Abbildung der Werkstoffantwort mit zunehmenden Lastzyklen. Der stabilisierte Zustand wird ausreichend genau beschrieben. Wie Scheibe [124] für Baustahl demonstriert, kann durch Einführung einer Werkstoffgedächtnisfläche (Strain-Memory-Surface) die Anpassung an den Werkstoff verbessert werden. Lemaitre, Chaboche und Shrivastava [95] publizieren ihrerseits eine Erweiterung des elastisch-plastischen Werkstoffmodells mit einer Gedächtnisfläche. Diese Verbesserung ist jedoch noch nicht in kommerziellen FE-Programmen wie **Abaqus** oder **Ansys** implementiert.

Budaházy und Dunai [20] weisen ebenfalls auf die unzureichende Abbildung des Werkstoffverhaltens hin und entwickeln mehrere Methoden zur besseren Wiedergabe des Erstbelastungspfades für das Programm **Ansys**. Diese Erweiterungen legen für den Baustahl den Schwerpunkt auf die Abbildung des Fließplateaus, die der hier betrachtete Werkstoff nicht aufweist. Die Quellcodes der implementierten Modelle sind nicht allgemein verfügbar.

Die Verbesserung des Werkstoffmodells kann durch Einführen einer Werkstoffgedächtnisfläche erreicht werden. Dies ist jedoch mit der aufwendigen Implementierung eines kompletten Werkstoffmodells als U-MAT in **Abaqus** verbunden.

Die Anpassung des Materialmodells an die Versuchsdaten führt teilweise zu den genannten Abweichungen. Doch der gewählte Parametersatz stellt einen akzeptablen Kompromiss aus monotonem und zyklischem Werkstoffverhalten dar. Da besonders das zyklische Verhalten von Bedeutung ist, wird eine Überschätzung des monotonen Verhaltens in Kauf genommen und der gezeigte Parametersatz verwendet.

## 7.2. Simulation des Gewindewalzens

Das Aufrollen des Schraubengewindes wird im Einstechverfahren mit beidseitigem Vershub der Walzen simuliert. Neben der Wiedergabe des Gewindeprofils im zulässigen Toleranzbereich wird untersucht, ob die Eigenspannungen in axialer Richtung korrekt berechnet werden, da sich diese Spannungen besonders auf die Ermüdungseigenschaften im Gewindegrund auswirken. Um diese Ziele zu erreichen, wird ein vereinfachtes zweidimensionales Modell des Umformvorgangs verwendet. Die Ver- und Entfestigung des Werkstoffs durch das Rollen werden mit dem elastisch-plastischen Werkstoffmodell aus Abschnitt 7.1 beschrieben. Die Ergebnisse werden mit den gemessenen Eigenspannungen aus Abschnitt 6.2.1 und Literaturdaten verglichen.

### 7.2.1. Modellbildung

Die implizite Simulation des Umformvorgangs wird mit **Abaqus** und dem elastisch-plastischen Werkstoffmodell nach *Chaboche* durchgeführt. Es wird ein axialsymmetrisches Modell in Anlehnung an Furukawa und Hagiwara [58], verwendet. Da bei der Umformsimulation im Verhältnis zur Elementgröße große Verformungen auftreten, wird in vorgegebenen Zeitschritten eine Neuvernetzung des Modells vorgenommen. Mit Mesh-to-Mesh-Solution-Mapping wird die Lösung auf das neue Netz übertragen. Das entwickelte **Python**-Skript für die Simulationssteuerung basiert auf dem Konzept von Abbas [2].

Bei der Herstellung wird im Einstechverfahren das Gewinde von Schrauben über zwei Profilrollen aufgebracht. Für die Simulation wird, um die numerische Problemgröße zu begrenzen, ein vereinfachtes Prozessmodell des Umformvorgangs gewählt, vgl. Abbildung 7.6. Es werden das komplette Gewinde und der Übergangsbereich zum Schaft berücksichtigt. Die Gewinderollen werden über eine starres Linienobjekt erfasst. Es wird angenommen, dass die Verformung der Gewinderollen im Verhältnis zur Verformung der Schraube klein ist.

Durch die Verwendung von **General Contact** ist bei der Neuvernetzung eine Neudefinition des Kontakts nicht erforderlich. Da die Gewinderollen als Linienobjekt mit zwei Flächen modelliert werden, kann bei Überschneidung der Kontakt falsch detektiert werden. Daher wird auf die automatische Behebung von Kontaktüberschneidungen verzichtet. Für die Kontaktkinematik wird das **Penalty**-Verfahren verwendet.

Die Verschiebung in horizontaler Richtung ist in der Schraubenmittelachse gesperrt, ebenso die vertikale Verschiebung am Schraubenschaft. Das starre Linienobjekt ist im Referenzpunkt gegen Verdrehung und vertikale Verschiebung gesperrt.

Die Parameter der Schraubenumformungssimulation sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst.

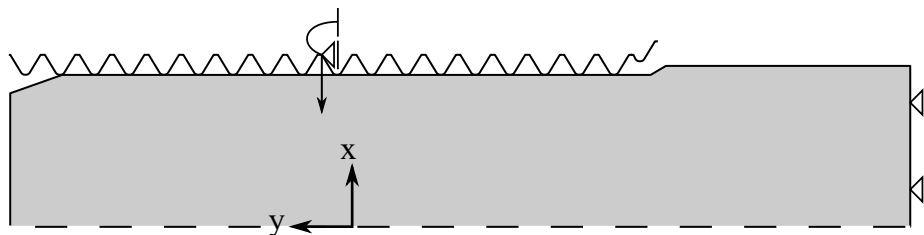


Abbildung 7.6: Geometrie und Lage des zweidimensionalen Umformungsmodells

Tabelle 7.2: Modellierungsparameter der Schraubenumformungssimulation

Modell	implizit
Ausgangsdurchmesser Rohling	22,5 mm
Kontakt	General Contact
Reibkoeffizient	0,015
Anzahl der Elemente	79.060 - 254.694
Anzahl der Knoten	86.734 - 264.740
Kantenlänge kleine Elemente	0,1 - 0,07 mm
Kantenlänge große Elemente	1 - 0.7 mm
Elementtyp	CAX3 und CAX4

### 7.2.2. Netzkonvergenz

Für die einzelnen impliziten Berechnungen wird ein Elementtyp mit linearen Ansätzen ohne reduzierte Integration herangezogen. Infolge der komplexen Geometrie des Gewindes werden sowohl rechteckige als auch dreieckige Elemente eingesetzt. Kleine Elementgrößen werden im Bereich des Gewindes verwendet, zum Gewindekern nimmt die Größe der Elemente zu. An den Rändern der Geometrie werden bei der Neuvernetzung die Elementkantenlängen erhalten. Durch die Neuvernetzung kann die Netzkonvergenz nicht vollständig losgelöst von der Zeitkonvergenz betrachtet werden: Werden die Elemente bei gleichbleibender Verformung verkleinert, kann das bei zu großen Zeitschritten zum Abbruch der Simulation führen. Doch ein zu klein gewählter Zeitschritt führt zu einer Verlängerung der Rechenzeit und zur Vermehrung produzierter Daten.

Durch Neuvernetzung und Interpolation der alten Lösung auf das neue Netz tritt Diffusion auf. Da die Verformungen je Zeitschritt klein sind und die Vernetzungsparameter konstant gehalten werden, ist bei der gewählten Netzfeinheit von einem geringen Einfluss der Diffusion im Gewindegrund auszugehen [1].

Um den Einfluss des Berechnungsnetzes zu bestimmen, ist eine Konvergenzstudie mit schrittweiser Verkleinerung der Elementgrößen durchgeführt worden. Das Verhältnis zwischen größtem und kleinstem Element innerhalb einer Simulation ist konstant bei 10 gehalten worden. Das Ergebnis ist für einen Punkt im Gewindegrund in Abbildung 7.7 dargestellt.

### 7.2.3. Zeitschritt

Die in der Realität vorhandene Drehung und Belastung der Schraube durch zwei Rollen wird in der Simulation durch nur eine Belastungsamplitude berücksichtigt. Der Amplitudenfaktor ist in Abbildung 7.8 dargestellt und basiert auf einer Abschätzung der Maschinenparameter. Dies erfolgt vor Ort bei einem Schraubenhersteller. Die Punkte der Neuvernetzung sind so gewählt, dass eine möglichst konstante Verschiebung pro Zeitschritt aufgebracht wird. Zusätzlich wird in den Belastungsphasen zwischen Belastungsminimum und -maximum die Anzahl der Neuvernetzungen vermehrt. Durch dieses Vorgehen wird die Rechenzeit deutlich verkürzt.

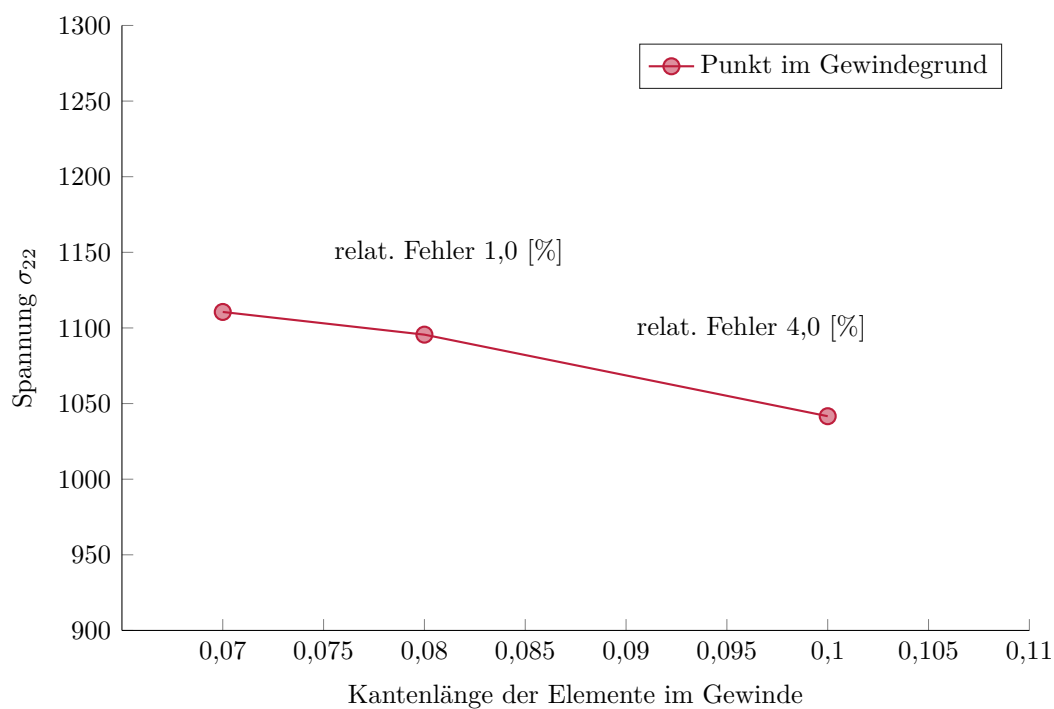


Abbildung 7.7: Netzkonzvergenz für einen Punkt im Gewindegrund,  $t = 1.732$

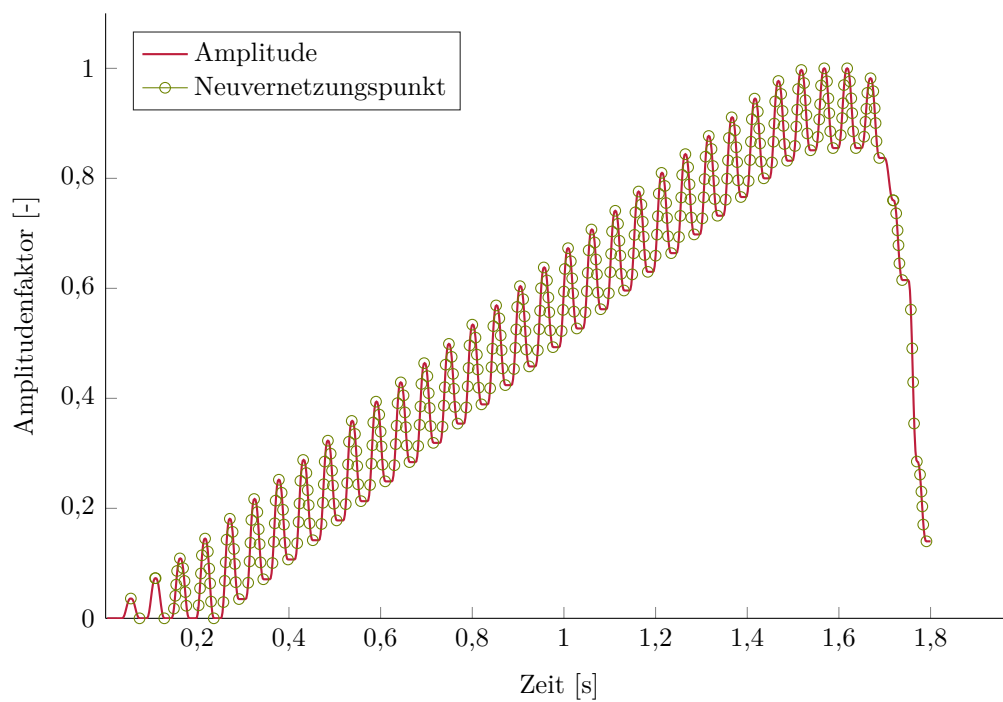


Abbildung 7.8: Verschiebung der Gewinderolle über die Zeit

### 7.2.4. Simulationsergebnis

Um Geometrie und Eigenspannungen aus dem Umformprozess für ein M 48 HV-Gewinde realitätsnah wiederzugeben, werden umfangreiche Parameterstudien durchgeführt. Wesentliche Parameter sind der Radius des Gewinderohlings, der Verformungsweg des Linienobjekts sowie die Reibung zwischen Gewinderolle und Gewinderohling.

Obwohl die Maße des Gewinderohlings bekannt sind, kann die Endgeometrie mit diesem Simulationsmodell zunächst nicht ausreichend wiedergegeben werden. Entweder ist die Gewindeflanke im Endzustand zu kurz, oder der Kerndurchmesser zu klein. Dieses Phänomen deutet auf eine unzureichende Wiedergabe des Materialflusses infolge der Reibung zwischen Werkstück und Gewinderolle hin. In der Realität ist die Reibung durch kontinuierliche Schmierung vernachlässigbar. In der Simulation führt ein reibungsloser Kontakt zur Instabilität des Modells: Es bildet sich auf der Gewindeflanke eine Wulst, die eine starke lokale Verzerrung erzeugt. In der Realität ist die Wulst ebenfalls vorhanden, vgl. Abbildung A.2. Um die Stabilität der Simulation zu gewährleisten, ist die Berücksichtigung einer sehr kleinen Reibung nötig. Dies führt wiederum dazu, dass der Ausgangsdurchmesser vergrößert werden muss, um genügend Material für die Flanke bereitzustellen. Dies beobachten auch Furukawa und Hagiwara [58].

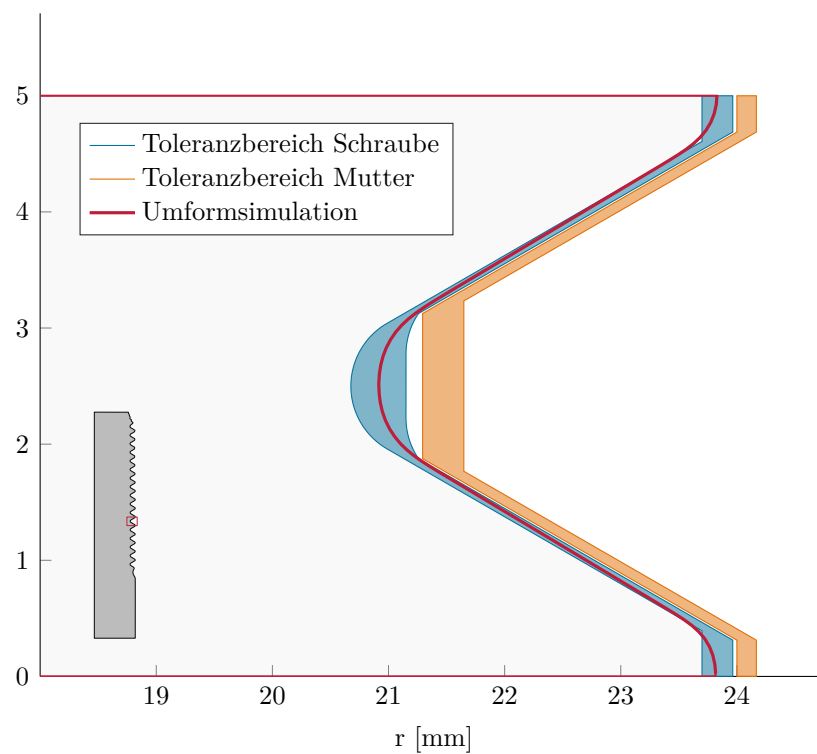


Abbildung 7.9: Vergleich: Geometrie aus Umformungssimulation mit dem zulässigen Toleranzfeld für M 48 HV-Gewinde

Eine gute Kombination der Parameter ist in Tabelle 7.2 gegeben. Das Simulationsergebnis der Spannung in Schraubenlängsachse, sowie die Endgeometrie der HV-Schraube sind in Abbildung 7.10a, der Gewindegrund ist in Abbildung 7.10b enthalten. Die Gewindegeometrie wird sowohl im Gewindegrund, als auch auf der Flanke gut wiedergegeben. Der Übergangsbereich vom Gewinde zum Schaft hin wird korrekt beschrieben. Im Kerbgrund sind Druckspannungen vorhanden, die ihr Maximum unterhalb der Oberfläche erreichen. Zum Gewindekern hin liegen

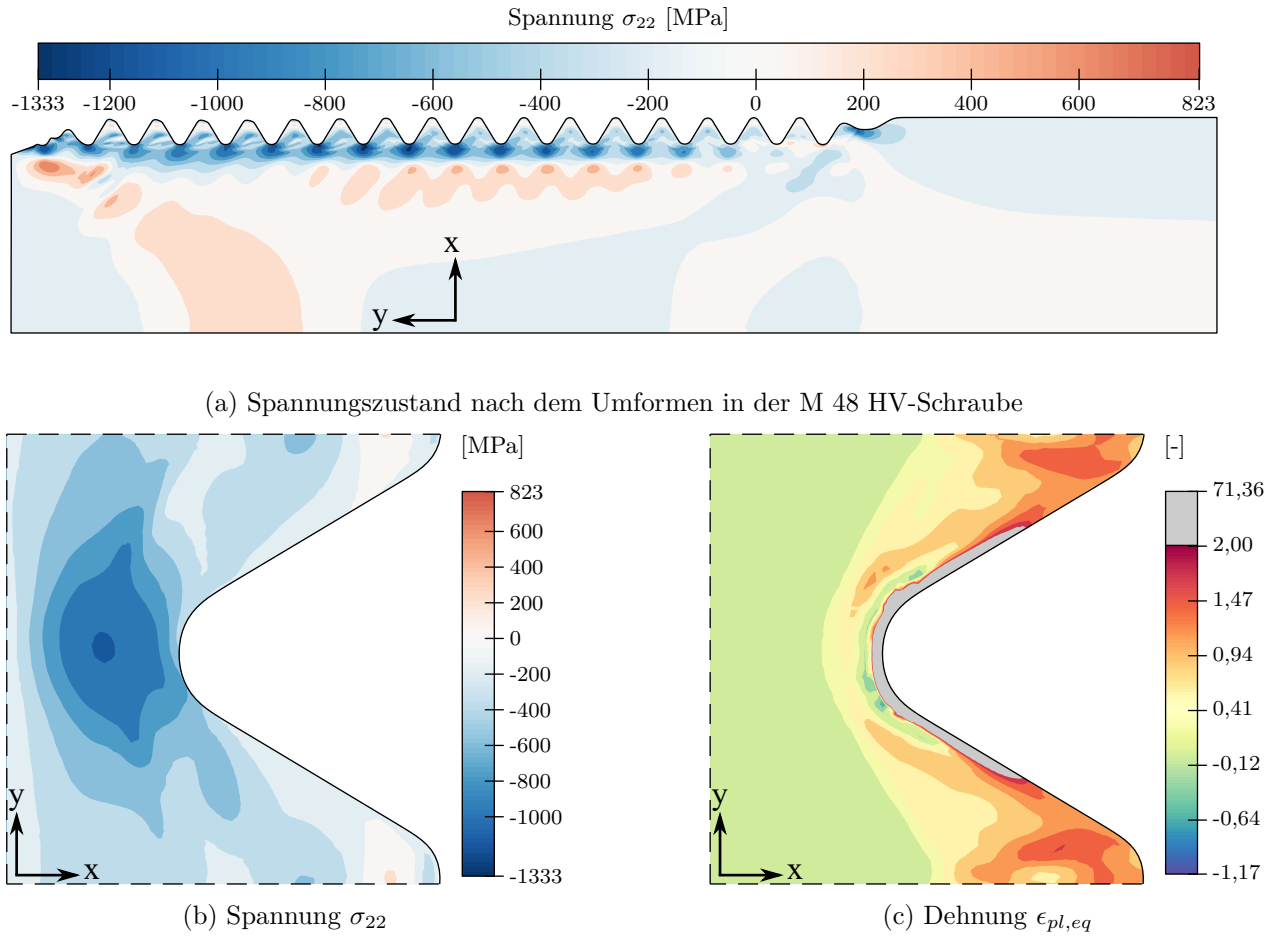


Abbildung 7.10: Ergebnis: Simulation der Umformung, Spannung in Schraubenlängsachse und plastische Vergleichsdehnung im Gewindegrund

Zugspannungen vor. Spannungen haben die Tendenz, sich in Richtung des freien Schraubenendes zu verzerren. Dies ist auf den axialsymmetrischen Modellierungsansatz zurückzuführen: Bei Kompression durch die Gewinderolle kann sich der Materialfluss sich nur in Richtung des freien Endes verschieben. Ebenfalls ist zu erkennen, dass sich die Spannungen von Gewindegrund zu Gewindegrund leicht unterscheiden. Dieses Verhalten kann in Eigenspannungsmessungen an M 48 HV-Schrauben nicht erkannt werden. Hier treten nur leichte Schwankungen infolge der Messunsicherheit auf.

In Abbildung 7.10c zeigt die plastische Vergleichsdehnung einen starken Anstieg zur Gewindeoberfläche hin. Infolge der Querdehnungsbehinderung in der Simulation wird die plastische Vergleichsdehnung merklich überschätzt. In der Realität liegt keine Querdehnungsbehinderung vor, der Materialfluss kann sich bei Kompression auch in Schraubenumfangsrichtung entwickeln. Aus den Härtemessungen, dargestellt in Abbildung 4.9, ist zwar zu erkennen, dass hier eine Verfestigung des Materials vorliegt, jedoch nicht in dem aus der Simulation erwartbaren Ausmaß. Ähnliche Beobachtungen macht auch Fares [52].

In Abbildung 7.11 wird ein Spannungspfad im Gewindegrund mit den eigenen Messungen und der Messung von Fares [52] verglichen. Dabei wird der Verlauf der axialen Spannungskomponente aufgetragen. Die Laufkoordinate wird auf den Schraubennennendurchmesser bezogen. Es ist zu beachten, dass Größeneffekte, besonders beim Vergleich zu der kleinen M 10-Schraube, enthalten sind. Ebenso gelten die Einschränkungen der Messung an der M 36 HV-Schraube aus



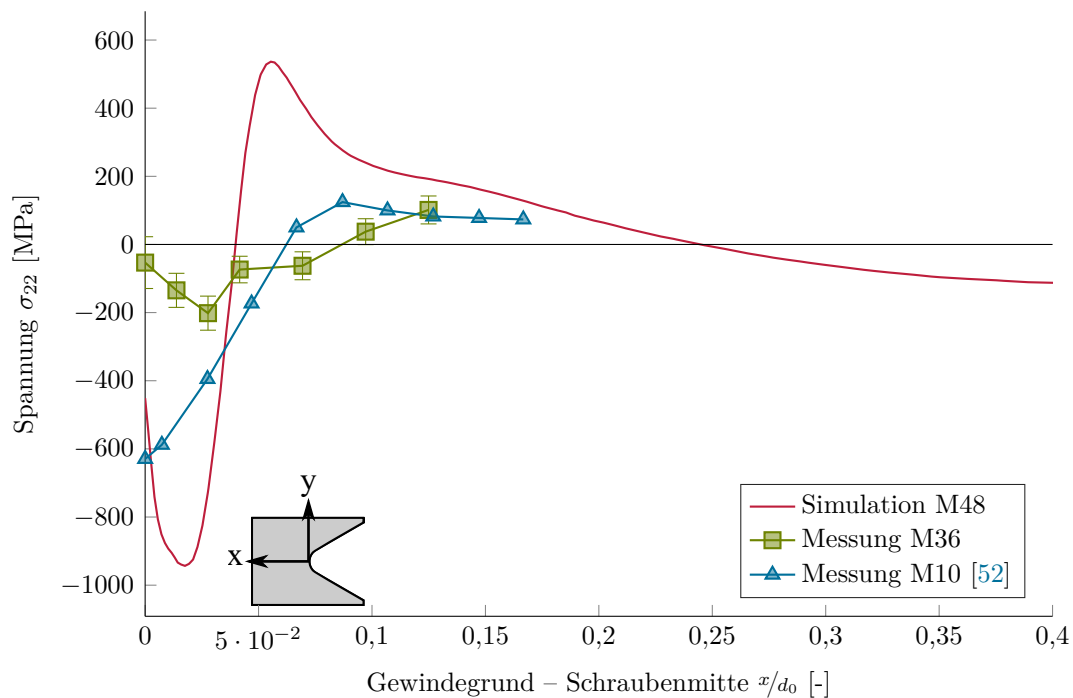


Abbildung 7.11: Vergleich der Umformungssimulation mit eigenen Messungen und Literaturdaten

Abschnitt 6.2.1. In der Simulation und in der Messung der M 36 HV-Schraube befindet sich das Maximum im Druckbereich unterhalb der Oberfläche. Dies ist auf die elastische Rückfederung der Oberfläche beim Zurückfahren von Gewinderollen zurückzuführen. Die starke Abnahme der Spannungen zum Gewindekern hin ist in den Messdaten an dem M 10-Gewinde deutlicher zu erkennen. Sowohl die Messungen als auch die Simulation zeigen zum Gewindekern hin moderate Zugspannungen.

### 7.3. Konzeptstudie: Kerbdehnungsberechnung schlussgerollter Schrauben

Kann das Nennspannungskonzept nicht angewandt werden, oder besteht ein Interesse daran, Parameter des Bauteils unabhängig unter Ermüdungsaspekten zu bewerten, ist eine Kerbdehnungsberechnung erforderlich. Allgemein wird bei Kerbdehnungskonzepten die lokale Beanspruchung an der Bauteilkerbe mit der Dehnungswöhlerlinie des Grundwerkstoffes verglichen und so die Lebensdauer bestimmt.

Bisherige Kerbdehnungskonzepte für Schrauben nach Schneider [125] oder Olveda u. a. [113] beschränken sich auf eigenspannungsfreie Schrauben. Das neue Kerbdehnungskonzept wird in Anlehnung an die Empfehlungen für schlussvergütete Schrauben von Seybold [132], Marten [102], Olveda u. a. [113] entwickelt.

Das Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben ist in Abbildung 7.12 dargestellt. Die Kennwerte des Grundwerkstoffes werden im IST ermittelt. Auf dessen Grundlage können sowohl die Parameter des Werkstoffmodells als auch die von Schädigungsparametern bestimmt werden. Der Einfluss des Rollens wird in der Simulation bestimmt. So können Eigenspannungen und Verfestigung des Werkstoffes erfasst werden. In der angeschlossenen Beanspruchungssimulation werden örtliche Spannungen und Dehnungen im Gewindegrund bestimmt. Die Ermittlung der

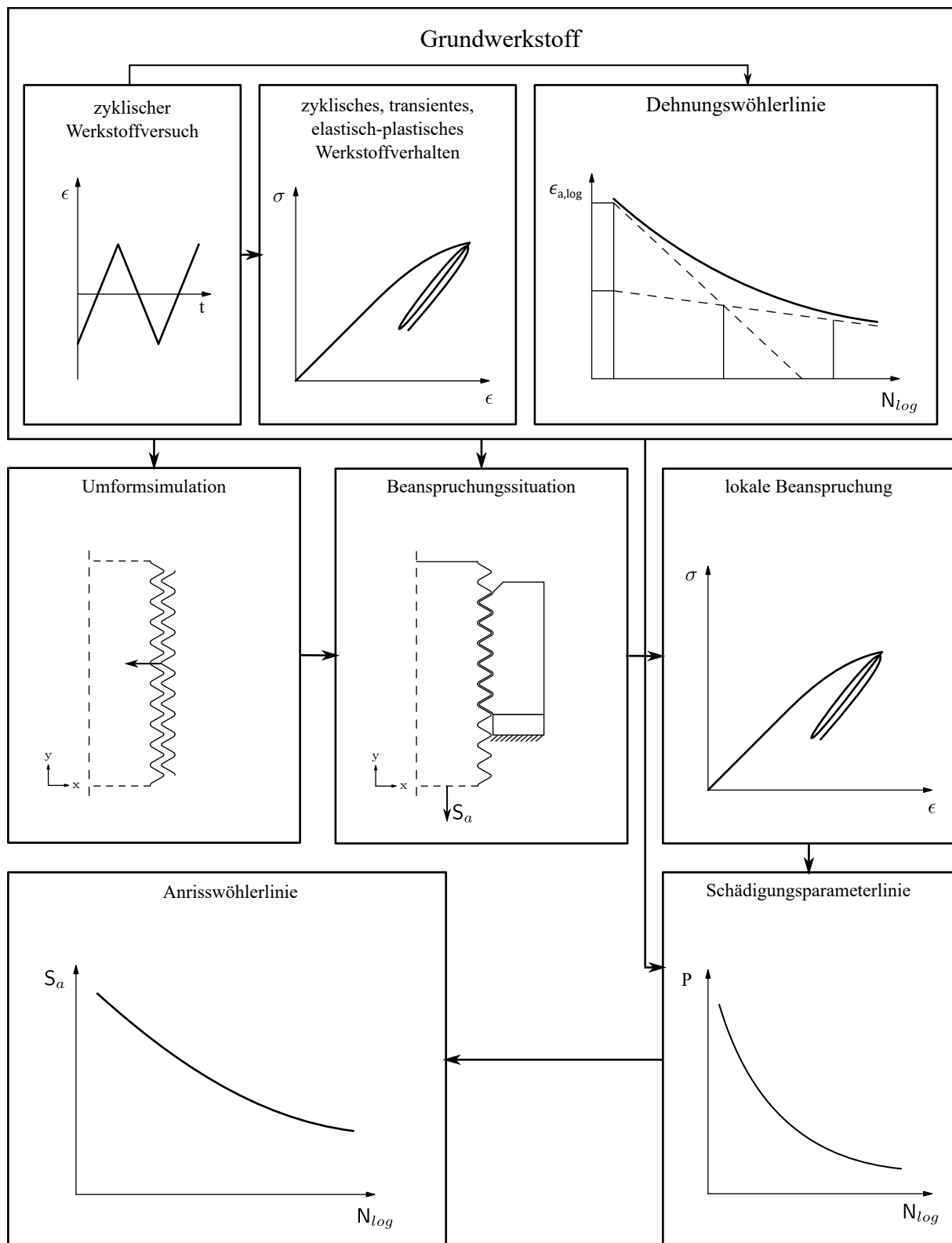


Abbildung 7.12: Übersicht: Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben

Anrisslebensdauer erfolgt auf Grundlage von phänomenologischen Schädigungsparametern unter Berücksichtigung des Größen- und Mittelspannungseinflusses.

Die Erweiterung vorhandener Konzepte beruht auf zwei Ansätzen:

Mit Berücksichtigung des zyklischen, transienten, elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens ist es möglich, das Bauteilverhalten bei der Mittelspannungsrelaxation zu erfassen.

Der zweite Ansatzpunkt ist die Wiedergabe des lokalen Eigenspannungszustandes und der Verfestigung. Beide Zustände haben Einfluss auf die lokale Beanspruchung. Sie können nicht mit dem ungekerbten Werkstoffversuch wiedergeben werden. Daher ist es erforderlich, den Ausgangszustand nach dem Rollen zu bestimmen und dessen Entwicklung zu beschreiben. Dies ist mit den Ansätzen bestehender Konzepte nicht möglich, da diese den stabilisierten Werkstoffzustand direkt berechnen.

Der Vorteil des vorgestellten neuen Konzeptes ist die Wiedergabe des kompletten Spannungsverlaufes entlang der Produktionskette. Dadurch kann das Konzept modular erweitert werden. Offene Themen sind die Berücksichtigung des Vergütens und des Feuerverzinkens. Es ist möglich, das lokale Risswachstum in Eigenspannungsfeldern und damit die Versagenslebensdauer zu bestimmen. Dem steht ein hoher Simulationsaufwand, sowie das Gewinnen genauer Kenntnis der Parameter des Herstellungsprozesses gegenüber.

Im Folgenden wird das vorgestellte Konzept zur Berechnung der Anrisslebensdauer schlussgerollter M 48 HV-Schrauben verwendet und mit den im Versuch ermittelten Versagenswöhlerlinien verglichen. Im Ergebnis sind die Einschränkungen zum Werkstoffmodell und zur Umformsimulation enthalten. Daraus sind Anforderungen für wichtige Weiterentwicklungen auf diesen Forschungsfeldern abzuleiten.

#### 7.3.1. Modellbildung

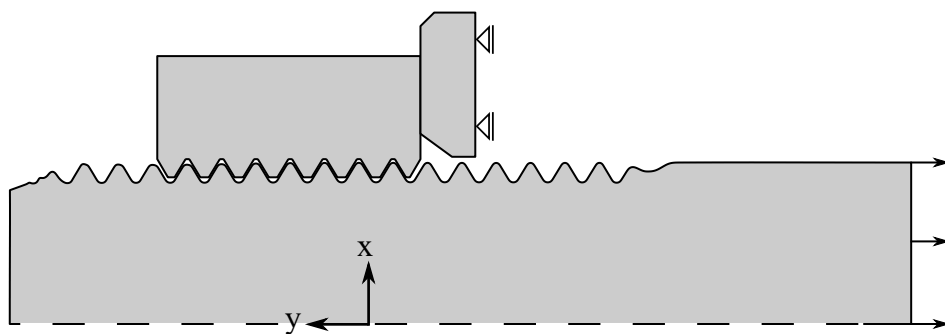


Abbildung 7.13: Simulationsmodell der Schraubengarnitur

Die implizite Simulation der Schraubenbeanspruchung im ersten tragenden Gewindegang wird an einem axialsymmetrischen Modell der Schraubengarnitur durchgeführt, vgl. Abbildung 7.13. Die Geometrie der Schraube mit Netz und Knotenlösungen wird aus der Umformsimulation in die Baugruppe der simulierten Schraubengarnitur importiert. Der Einfluss der Lagerung der Mutter durch die Scheibe wird berücksichtigt. Nicht berücksichtigt werden der Einfluss des Schraubenkopfes und angeschlossener Bauteile (Bleche oder Flansche, Klemmpaket), die auch die Spannungsverteilung in einer Schraube beeinflussen können [102].

Das Berechnungsnetz wird aus der Umformsimulation importiert und entspricht den Empfehlungen von Seybold [132]. Es werden vier- und dreieckige Elemente mit linearen Ansätzen ohne reduzierte Integration verwendet.

Der Kontakt im Gewinde und zwischen Mutter und Schreibe wird mit **Node-to-Surface** modelliert. Für die Kontaktkinematik wird das **Penalty**-Verfahren verwendet. Ein Reibungskoeffizient von  $\mu = 0.1$  wird berücksichtigt.

Die vertikale Verschiebung der Scheibe ist gesperrt. Die Schraubenachse ist gleichzeitig die Rotationsachse des Modells. Die Beanspruchungsamplitude wird linear als Spannung im Schraubenschaft aufgebracht. Es werden die Lasthorizonte der Wöhlerversuche im Zeitfestigkeitsbereich untersucht. Nach ca. 300 Lastwechseln wird ein stabilisierter Werkstoffzustand angenommen.

Lokale Spannungen und Dehnungen werden mit dem Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  nach Smith, Watson und Topper [137] bewertet, die Anrisslebensdauer wird berechnet. Dabei wird der Größeneinfluss durch die Stützzahl  $n_\sigma$  auf der Widerstandsseite berücksichtigt. Bei einer M 48 HV-Schraube beträgt der elastisch bestimmte, bezogene Spannungsgradient  $1/\chi = 0,4721 \text{ mm}$ . Daraus ergibt sich die Stützzahl  $n_\sigma = 1,103$  für die Kerbe im Gewindegrund. Für den Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  ist der Exponent  $k = 1$ , für den Schädigungsparameter  $P_J$   $k = 2$  [53].

Mit zunehmender Werkstofffestigkeit nimmt auch die Mittelspannungsempfindlichkeit des Werkstoffes zu. Daher ist es erforderlich, Schädigungsparameter hinsichtlich der Mittelspannungsempfindlichkeit zu korrigieren. Der hier betrachtete Werkstoff der Festigkeitsklasse 10.9 weist eine Mittelspannungsempfindlichkeit von  $M = 0,29$  auf. Diese wird bei der Berechnung der Schädigungsparameters berücksichtigt [53].

### 7.3.2. Ergebnis und Analyse des Konzepts

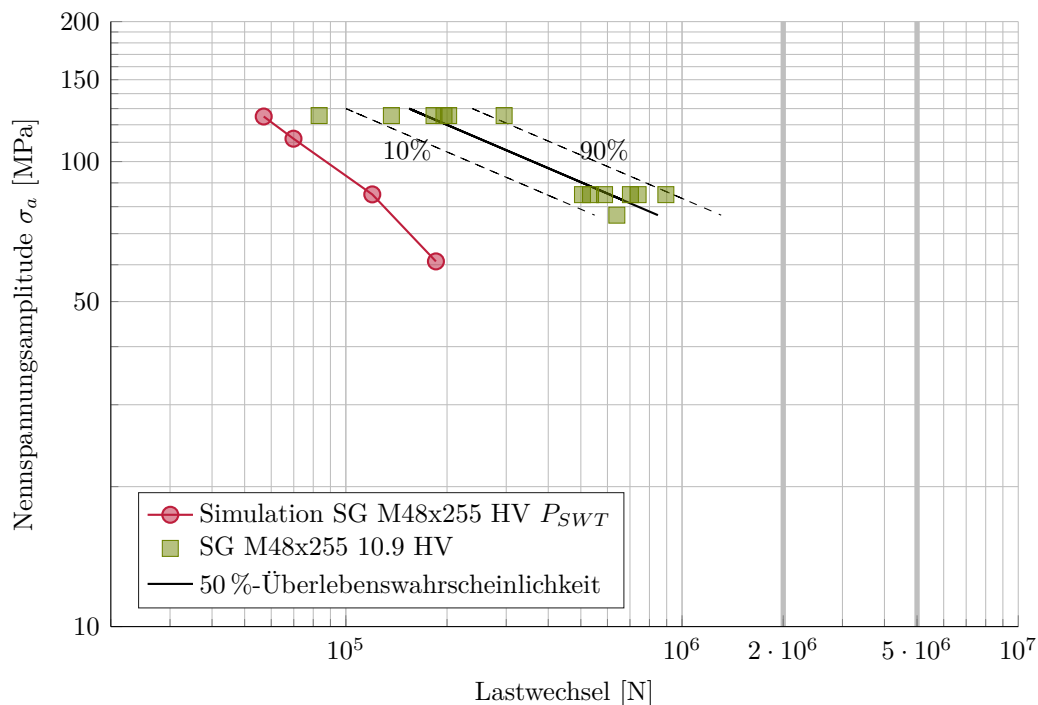


Abbildung 7.14: Vergleich der berechneten Lebensdauer mit der Versagenswöhlerlinie an M48x255 10.9 SG HV

Die berechnete Anrisslebensdauer ist in Abbildung 7.14 dargestellt. Die Steigung der Zeitfestigkeitsgerade kann in guter Näherung wiedergegeben werden. Die ermittelten Lastspielzahlen sind zu niedrig. Bei der Beanspruchungssimulation zeigen sich die zuvor identifizierten Nachteile des Werkstoffmodells und der Umformsimulation. Besonders die hohe Vorspannung führt zur Überschätzung der Spannungen und Dehnungen im Gewindegrund. Unter zyklischer Beanspruchung tritt eine Kombination aus Entfestigung d. h. hier: Mittelspannungsrelaxation und zyklischem Kriechen auf. Ein Stabilisieren der örtlichen Hysterese tritt nicht ein. Dies ist auf eine Überschätzung des zyklischen Kriechens zurückzuführen. Auf dieses Phänomen wird von Chaboche [22] allgemein und von Olveda u. a. [113] für Gewindeverbindungen im Speziellen hingewiesen.

Infolge der Überschätzung von Spannungen und Dehnungen bei der Erstbelastung, besonders im Gewindegrund, kann die Entwicklung unter zyklischer Beanspruchung nicht korrekt wiedergegeben werden. Ebenso führt die überschätzte plastische Vergleichsdehnung aus der Umformsimulation zu einer Behinderung der Spannungsumlagerung bei kleinen Lastniveaus. Eine Auswertung in diesem Bereich führt zur Annahme unrealistischer Lebensdauern.

Eine Berechnung der Anrisslebensdauer mit dem Schädigungsparameter  $P_J$  kann ebenfalls die Steigung der Zeitfestigkeitsgeraden wiedergeben. Allerdings führt diese Auswertung zu unrealistischen Lastspielzahlen wie z. B.  $N = 16\,575$  bei  $\sigma_a = 61$  MPa. In den Schädigungsparameter geht  $\epsilon_o$  direkt ein. Beim Schädigungsparameter nach  $P_{SWT}$  wird nur die Dehnungsamplitude  $\epsilon_a$  berücksichtigt. Daraus kann geschlossen werden, dass die Dehnungen aus der Umformsimulation zur Überschätzung der Dehnungen in der Belastungssimulation führt.

Die Analyse der Bruchflächen lässt erkennen, dass der Riss von der Oberfläche ausgeht. Das Risswachstum verlangsamt sich durch die Eigenspannungsfelder unterhalb der Oberfläche. Diese Problematik ist im bisherigen Modell nicht berücksichtigt, ist aber bei einem Vergleich von Anriss- und Versagenslebensdauer nötig. Eine Berücksichtigung des Rissfortschritts an schlussvergüteten Gewinden zeigt, dass diese Betrachtung zu einer realitätsnahen Abschätzung der Lebensdauer führen kann [113].

## 7.4. Ergebnisse

Aus dem IST können Parameter für das Werkstoffmodell nach *Chaboche* mit nichtlinearer kinematischer und isotroper Verfestigung gewonnen werden. Allerdings zeigt sich, dass das in kommerziellen Programmen implementierte Modell, besonders bei den ersten Lastzyklen, zu einer starken Überschätzung der Spannungen führt. Mit fortschreitender Belastung verringert sich die Abweichung.

Für die Simulation des Umformvorgangs wird ein axialsymmetrisches Modell verwendet. Die Endgeometrie des Schraubengewindes erreicht ein mittleres Toleranzfeld. Die Eigenspannungen aus dem Umformprozess werden dabei qualitativ wiedergegeben. Im Gewindegrund liegen Druckeigenspannungen vor, wie sie bei schlussgerollten Schrauben üblich sind. Die plastische Vergleichsdehnung, besonders im oberflächennahen Bereich, wird deutlich überschätzt. Diese Diskrepanz wird zum einen auf das Werkstoffmodell, zum anderen auf die Behinderung der Querdehnung infolge der axialsymmetrischen Modellierung zurückgeführt.

Die Konzeptstudie zeigt, dass Eigenspannungen aus dem Herstellungsprozess mit dem Kerbdehnungskonzept grundsätzlich berücksichtigt werden können. Eine Bewertung mit üblichen Schädigungsparametern ist möglich.

gungsparametern führt noch zu unrealistischen Lastspielzahlen. Dies ist hauptsächlich auf die falsche Wiedergabe der Spannungen und Dehnungen im Gewindegrund zurückzuführen.

Um die Tragfähigkeit des Konzepts abschließend beurteilen zu können, sind weitere Untersuchungen mit einem angepassten Werkstoffmodell erforderlich. Die Umformsimulation mit einem dreidimensionalen Modell kann Erkenntnisse über den Einfluss der Querdehnungsbehinderung liefern. Erst nach erfolgreichem Abschluss dieser Schritte, können wesentliche Einflüsse wie Mittelspannungsrelaxation und zyklisches Kriechen im Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben untersucht werden.

Weitere Untersuchungen zur Risseinleitung infolge einer Feuerverzinkung und zum Rissfortschritt in Eigenspannungsfeldern können dann folgen.

## 8. Zusammenfassung der Erkenntnisse

Diese Arbeit leistet einen Beitrag zur Bestimmung des Einflusses von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von großen HV-Schrauben. Solche Bauteile haben im Stahl-, Maschinen- und Anlagenbau eine Schlüsselfunktion als Verbindungsmittel, z.B. bei Windenergieanlagen.

Mit einer erweiterten Datengrundlage, genaueren Erkenntnissen und Einsichten ist ein neues Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben zu formulieren. Voraussetzung sind grundlegende Kenntnisse über Werkstoffverhalten, Eigenspannungen und Schädigung unter Berücksichtigung des Stands der Forschung.

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit gilt dem Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von schlussgerollten und schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 und M 48 HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9.

Der Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von großen schlussgerollten HV-Schrauben wird mit Wöhlerversuchen untersucht. Die damit aufgebaute Datenbasis wird zur Validierung eines neuen Kerbdehnungskonzepts für schlussgerollte HV-Schrauben herangezogen. Die Messung der Eigenspannung liefert grundlegende Kenntnisse über deren Größe und Verlauf. Dies ermöglicht Rückschlüsse auf Ermüdungsmechanismen. Die Messungen an zyklisch beanspruchten Schrauben liefern Erkenntnisse zur Eigenspannungsstabilität und zur Eigenspannungsrelaxation.

Kenntnisse über statische und zyklische Werkstofflinien, Schädigungsentwicklung, Vergütung und Verzinkungsprozess, Härte sowie Mikrostruktur bilden die Grundlage für numerische Berechnungen der Lebensdauer von schlussgerollten HV-Schrauben.

Aus den Untersuchungen ist ein neues Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben entwickelt worden, das das zyklische, transiente, elastisch-plastische Werkstoffverhalten bei der Umform- und Belastungssimulation wiedergibt.

Im Wöhlerversuch kann der Einfluss von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit im Nennspannungskonzept pauschal erfasst werden. Sind schlussgerollte, HV-Schrauben feuerverzinkt, nimmt die Lebensdauer deutlich ab. Sie liegt jedoch über der Lebensdauer von schlussvergüteten, feuerverzinkten Schrauben. Die VDI 2230 kann den Herstellungseinfluss für große HV-Schrauben wiedergeben. Die Lebensdauerabminderung von 20 % für eine Feuerverzinkung, die bisher nur an schlussvergüteten HV-Schrauben untersucht worden ist, kann auch auf große schlussgerollte HV-Schrauben übertragen werden. Eine weitere Abminderung von 10 % für die HV-Schraubengeometrie scheint ab Durchmesser M 36 nicht mehr sinnvoll, da sich die Mutterhöhenverhältnisse in den Typen der Schraubengarnituren angeglichen haben.

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass sich die Reduktion der Ermüdungsfestigkeit durch Feuerverzinkung bei schlussgerollten HV-Schrauben in der selben Größenordnung wie bei schlussvergüteten HV-Schrauben bewegt. Bei schlussgerollten ist die Lebensdauer aber größer. Die Reduktion der Ermüdungsfestigkeit ist mit den in der Zinkschicht auftretenden Mikrorissen begründbar, sie begünstigen einen ersten Anriss.

*Kerbfall 50* der DIN-EN-1993-1-9 stellt eine konservative Einstufung des Ermüdungsproblems von Gewinden dar. Allerdings ist vor dem Hintergrund dieser und neuerer Untersuchungen die starke Reduktion des Kerbfalls für Schrauben größer M 30 zu hinterfragen.

Erstmals werden Eigenspannungstiefenverläufe mit Neutronendiffraktometrie an unbelasteten und zyklisch belasteten schlussvergütet, feuerverzinkten M 24 HV-Schrauben und schlussgerollt, feuerverzinkten M 36 HV-Schrauben bestimmt. Bei schlussvergüteten HV-Schrauben wird das Maximum der Druckeigenspannungen an der Oberfläche erreicht. Bei schlussgerollten HV-Schrauben liegt das Druckeigenspannungsmaximum unterhalb der Oberfläche. Werden schlussvergütete HV-Schrauben zyklisch belastet, zeigt der Werkstoff entfestigendes Verhalten.

Mit Röntgendiffraktometrie sind oberflächennahe Eigenspannungen im Gewinde an unbelasteten und zyklisch belasteten schlussgerollten M 48 HV-Schrauben gemessen worden. Es tritt eine Kombination aus entfestigendem Materialverhalten und Eigenspannungsrelaxation auf.

Die Simulation des Umformprozesses erreicht eine gute Wiedergabe der Gewindegeometrie. Dabei entspricht der Eigenspannungsverlauf den gemessenen Verläufen qualitativ. Überschätzt wird die plastische Vergleichsdehnung im Gewindegrund als Folge des zur Verfügung stehenden Werkstoffmodells und der axialsymmetrischen Modellierung.

Im Rahmen der Konzeptstudie ist die Berechnung der Anrisslebensdauer an einer schlussgerollten M 48 HV-Schrauben durchgeführt worden. Das Ergebnis führt jedoch zu unrealistischen Lastspielzahlen. Dies ist auf die Formulierung des Werkstoffmodells zurückzuführen, das die Spannungen und Dehnungen, zunächst in der Umformungssimulation und dann in der Beanspruchungssimulation, nur unzureichend wiedergeben kann.

Deshalb sind, um die Tragfähigkeit des Konzepts abschließend beurteilen zu können, weitere Untersuchungen mit einem verbesserten Werkstoffmodell und mit dreidimensionalen Umformsimulationen erforderlich. Auf einer solchen Grundlage können weitere Parameter, wie der Einfluss der Feuerverzinkung, untersucht werden.

### 8.1. Empfehlungen für DIN EN 1993-1-9

Die Auswertung der Datengrundlage für das Kerbdetail *Gewinde* zeigt, dass bisher nur eine sehr konservative Abschätzung der Ermüdungsfestigkeit möglich gewesen ist. Die aktuellen Forschungsergebnisse an großen Schrauben zeigen die Notwendigkeit einer Neuordnung des Details.

Grundsätzlich ist im Kerbdetail eine klare Trennung zwischen Schraube und Zugstab mit Endgewinde nötig. Die Bauteile unterscheiden sich grundlegend und müssen getrennt betrachtet werden. Dies führt zu den zwei getrennten Kerbdetails: *HV-Schraube* und *Gewindestange*. Eine Einstufung des Kerbdetails *Gewindestange* von M 16 bis M 100 nimmt das Forschungsvorhaben Jahns u. a. [76] vor.

Ein neues Kerbdetail *HV-Schraube* kann, wie in Abbildung 8.1 dargestellt, in Zukunft verwendet werden. Die bisherige konservative Einstufung kann als Grundfall weiterhin bestehen bleiben.

Um die tatsächliche Ermüdungsfestigkeit für besondere Anforderungen zu erfassen, werden für das neue Kerbdetail *HV-Schraube* zwei *Klassen* (Klasse SV, Klasse SG) eingeführt. Es erfolgt eine Unterscheidung in schlussgerollte und schlussvergütete HV-Schrauben. Beide Klassen beziehen sich nur auf die bauübliche Festigkeitsklasse 10.9 und Schrauben des Systems HV mit der üblichen Regelvorspannkraft.

Für schlussvergütete HV-Schrauben existiert bereits eine umfangreiche Datenbasis. Die vorliegende Arbeit erstellt den Grundstock für große schlussgerollte HV-Schrauben. Auch diese Datenbasis muss erweitert werden. Dann kann der Größeneinfluss für beide Klassen realitätsnäher formuliert



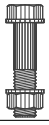
	Kerbfall	Detail	Beschreibung	Maßstabseffekt	tZn
	50		alle Schrauben	$\left(\frac{30}{d}\right)^{0.25}$ für $d > 30$ mm	1.0
Klasse SV	63		schlussvergütet, FK 10.9		0.8
Klasse SG	71		schlussgerollt, FK 10.9 (max. Vorspannung $0.7 \cdot R_{p0.2}$ )		

Abbildung 8.1: Vorschlag für Kerbdetail *HV-Schraube* mit zwei *Klassen* zu DIN EN 1993-1-9 [39], (grün) Datenbasis vorhanden, (orange) Datenbasis notwendig

werden. Für schlussgerollte Schrauben ist die Überprüfung sehr großer HV-Schrauben nötig, da das Herstellungsverfahren zusätzlich einen technologischen Größeneinfluss haben könnte. Um eine abschließende Bewertung für das komplette Bauteil schlussgerollte HV-Schraube vornehmen zu können, sind Ermüdungsversuche unter Berücksichtigung aller Bruchorte (Kopf-Schaft, Schaft-Gewinde, Gewinde) nötig.

Der Einfluss der Feuerverzinkung kann für beide Herstellungsarten gemeinsam erfasst werden. Eine Abminderung von 20 % erscheint realistisch.

Um die Verlässlichkeit der Information zu Ermüdungseigenschaften bauseits sicherzustellen, muss eine Kopfbezeichnung (SV: schlussvergütet, SG: schlussgerollt), wie sie bereits von einigen Herstellern verwendet wird, eingeführt werden.

## 8.2. Ausblick

Um schlussgerollte und schlussgerollt, feuerverzinkte Schrauben im Nennspannungskonzept zu berücksichtigen und die bereits gewonnenen Ergebnisse abzusichern, sind weitere Untersuchungen an den Größen M 24 und M 36 sowie an M 64 der Festigkeitsklasse 10.9 als HV-Schraubengarnitur nötig. Damit können die Einflüsse von Größe, Herstellung und Feuerverzinkung bestimmt werden.

Zur Weiterentwicklung des Kerbdehnungskonzeptes für schlussgerollte Schrauben ist ein verbessertes Werkstoffmodell erforderlich, um das zyklische, transiente, elastisch-plastische Werkstoffverhalten korrekt wiederzugeben. Darauf aufbauend sind Untersuchungen zu einer dreidimensionalen Umformsimulation notwendig. Dabei kann der Einfluss der Querdehnungsbehinderung im Gewindegrund untersucht werden. Mit einem erfolgreich validierten Konzept sind Parameterstudien am Umformprozess möglich. Dabei kann der Eigenspannungseintrag gezielt beeinflusst werden, um die Lebensdauer der Schraube zu verbessern.

Das vorgestellte Konzept bietet zusätzlich die Möglichkeit, weitere Einflussparameter aus der Herstellung, insbesondere der Feuerverzinkung, zu berücksichtigen. Ebenso kann das Konzept verwendet werden, um Risseinleitung und Berechnung des Rissfortschritts sowie thermische Beanspruchung zu erfassen.

Das Konzept eröffnet die Möglichkeit, Eingangsparameter statistisch zu modellieren und damit den Einfluss von Prozessschwankungen bei der Herstellung auf die Ermüdungsfestigkeit zu untersuchen.

## 8.3. Fazit

Die Wirkung von Eigenspannungen auf die Ermüdungsfestigkeit von HV-Schrauben produziert eine Reihe von Phänomenen, die der genauen wissenschaftlichen Untersuchung bedürfen. Die

Arbeit liefert einen Beitrag zum Aufbau einer breiten Datenbasis, die aus Ermüdungsversuchen und Eigenspannungsmessungen gewonnen worden ist. Das stark verbreitete Werkstoffmodell nach CHABOCHE reicht nicht aus, um das Schraubenwerkstoffverhalten adäquat zu beschreiben. Aus den umfassenden und relevanten Erkenntnissen zum Werkstoffmodell und zur Umformsimulation, ist die Grundlage für ein neues Kerbdehnungskonzept für schlussgerollte Schrauben geschaffen worden.

## 9. Literatur

- [1] *ABAQUS 2016 – Documentation*. Version 2016. Dassault Systemes, 2016.
- [2] S. M. Abbas. *Mesh-To-Mesh Solution Mapping in Abaqus to Simulate Sharp Indentation Using Python Scripting and User Element Subroutine*. URL: <http://swym.3ds.com/#post:42016> (besucht am 15.10.2018).
- [3] R. Adenstedt. „Streuung der Schwingfestigkeit“. Diss. Clausthal-Zellerfeld: TU Clausthal, 2002.
- [4] A. Alt. „Dauerfestigkeitsprüfung und Dauerfestigkeit von Schraube-Mutter-Verbindungen unter kombinierter Zug- und Biegebelastung“. Diss. Berlin: TU Berlin, 2005.
- [5] A. Alt. „Einfluß des Durchmessers auf die Dauerfestigkeit zug-, biege und kombiniert belasteter Schraubenverbindungen“. In: *VDI-Berichte* 1644 (2001), S. 127–138.
- [6] I. Altenberger. „Mikrostrukturelle Untersuchungen mechanisch randschichtverfestigter Bereiche schwingend beanspruchter metallischer Werkstoffe“. Diss. Kassel: Universität Kassel, 2000.
- [7] E. Amedick. „Dauerfestigkeitsverhalten von Schrauben.“ In: *Konstruktion* 5 (1953), S. 117–123.
- [8] ASTM E606/E606M-12. *Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing*. 2012.
- [9] K. Bahre. „Zum Mechanismus der Wechselfestigkeitssteigerung durch Werkstoffverfestigung und Druckeigenspannungen nach einer Oberflächenbehandlung“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 9 (2 1978), S. 45–56.
- [10] H.-J. Bargel und G. Schulze. *Werkstoffkunde*. Berlin, Heidelberg, 2008. 473 S.
- [11] J. W. Bergmann. *Zur Betriebsfestigkeitsbemessung gekerbter Bauteile auf der Grundlage der örtlichen Beanspruchungen*. o. O., 1983.
- [12] J. Bergström und T. Ericsson. „Relaxation of Shot Peening Induced Compressive Stress During Fatigue of Notched Steelsamples“. In: *Surface Engineering* 2 (2 1986), S. 115–120.
- [13] J. Bergström und T. Ericsson. „X-ray microstructure and residual stress analysis of shot peened surface layers during fatigue loading“. In: *Proceedings of the 3rd International Conference on Shot Peening (ICSP3)*. Hrsg. von H. Wohlfahrt, R. Kopp und O. Vöhringer. Oberursel, 1987, S. 221–230.
- [14] S. Beyer, V. Dünkel und R. Landgrebe. „Dehnungsinduzierte Spannungsrißkorrosion in der Flüssigzinkphase bei der Hochtemperaturverzinkung von HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 mit großen Abmessungen Teil 1. Untersuchung von Schadensfällen“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 25 (4 1994), S. 158–166.
- [15] D. Blume. „Einfluss von Gewindeherstellung und -profil auf die Dauerhaltbarkeit von Schrauben.“ In: *Maschinenmarkt* 82 (1976), S. 350–352.
- [16] M. Boin und R. C. Wimpory. *Neutron diffractometer – E3 – setup specs*. Helmholtz-Zentrum Berlin. URL: [https://www.helmholtz-berlin.de/forschung/oe/em/mikro/methoden/neutronendiffraktometer/setup\\_de.html](https://www.helmholtz-berlin.de/forschung/oe/em/mikro/methoden/neutronendiffraktometer/setup_de.html) (besucht am 13.10.2018).
- [17] C. Boller, T. Seeger und M. Vormwald. *Materials Database for Cyclic Loading*. TU Darmstadt. URL: <http://www.wm.tu-darmstadt.de/mat-db/index.php> (besucht am 15.10.2018).

- [18] L. P. Bouwman. *Fatigue of bolted connections and bolts loaded in tension*. Delft, 1979. 49 S.
- [19] B. Bozorgian. „Anwendungsgrenzen des Feuerverzinkens für HV-Schrauben großer Abmessungen unter Berücksichtigung der Gefahr flüssigmetallinduzierter Rissbildung“. Diss. TU Darmstadt, 2017. 131 S.
- [20] V. Budaházy und L. Dunai. „Parameter-refreshed Chaboche model for mild steel cyclic plasticity behaviour“. In: *Periodica Polytechnica Civil Engineering* 57 (2 2013), S. 139–156.
- [21] A. Chaaban und U. Muzzo. „Finite Element Analysis of Residual Stresses in Threaded End Closures“. In: *Pressure Vessels and Piping Conference, Nashville, Tennessee, June 17-21 (1990)*, S. 389–393.
- [22] J. L. Chaboche. „On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratchetting effects“. In: *International Journal of Plasticity* 7 (1991), S. 661–678.
- [23] H.-J. Christ. *Wechselverformung von Metallen. Zyklisches Spannungs-Dehnungs-Verhalten und Mikrostruktur*. Berlin und Heidelberg, 1991.
- [24] DAST Richtlinie 021. *Schraubenverbindung aus feuerverzinkten Garnituren M 39 bis M 72 entsprechend DIN EN 14399-4, DIN EN 14399-6*. Deutscher Ausschluß für Stahlbau, DAST. Düsseldorf, 2013.
- [25] DIN 13-1. *Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Teil 1 Nenndurchmesser für Regeltgewinde 1 mm – 68 mm*. Berlin, 1999.
- [26] DIN 13-19. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Teil 19: Nennprofile*. Berlin, 1. Nov. 1999.
- [27] DIN 50100. *Schwingfestigkeitsversuch – Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile (Entwurf)*. Berlin, 2005.
- [28] DIN 50125. *Prüfung metallischer Werkstoffe – Zugproben*. Berlin, 2016.
- [29] DIN 969. *Verbindungselemente mit Gewinde. Schwingfestigkeitsversuch bei Axialbelastung. Prüfverfahren und Auswertung der Ergebnisse*. Berlin, 1997.
- [30] DIN EN 10083-3. *Vergütungsstähle – Teil 3: Technische Lieferbedingungen für legierte Stähle; Deutsche Fassung EN 10083-3:2006*. Berlin, 2006.
- [31] DIN EN 10263-4. *Walzdraht, Stäbe und Draht aus Kalttauch- und Kaltfließpressstählen – Teil 4: Technische Lieferbedingungen für Vergütungsstähle; Deutsche Fassung EN 10263-4:2017*. Berlin, 2018.
- [32] DIN EN 1090-2. *Ausführung von Stahltragwerken und Aluminiumtragwerken – Teil 2: Technische Regeln für die Ausführung von Stahltragwerken*; Berlin, 2012.
- [33] DIN EN 14399-1. *Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 1: Allgemeine Anforderungen; Deutsche Fassung EN 14399-1:2015*. Berlin, 2005.
- [34] DIN EN 14399-2. *Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 2: Eignung zum Vorspannen*. Berlin, 2015.
- [35] DIN EN 14399-4. *Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 4: System HV – Garnituren aus Sechskantschrauben und -muttern*; Berlin, 2015.

- 
- [36] DIN EN 14399-6. *Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 6: Flache Scheiben mit Fase*. Berlin, 2015.
- [37] DIN EN 1991-1-1. *Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke – Teil 1-1: Allgemeine Einwirkungen auf Tragwerke – Wichten, Eigengewicht und Nutzlasten im Hochbau*; Berlin, 2010.
- [38] DIN EN 1993-1-8. *Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen*. Berlin, 2010.
- [39] DIN EN 1993-1-9. *Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-9: Ermüdung*. Berlin, 2010.
- [40] DIN EN ISO 10684. *Verbindungselemente – Feuerverzinkung*. Berlin, 2011.
- [41] DIN EN ISO 148-1. *Metallische Werkstoffe – Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy – Teil 1: Prüfverfahren (ISO 148-1:2009); Deutsche Fassung EN ISO 148-1:2010*. Berlin, 2011.
- [42] DIN EN ISO 4759-1. *Toleranzen für Verbindungselemente Teil 1: Schrauben und Muttern Produktklassen A, B und C (ISO 4759-1:2000); Deutsche Fassung EN ISO 4759-1:2000*. Berlin, 2001.
- [43] DIN EN ISO 898-1. *Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl – Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelfewinde und Feingewinde (ISO 898-1:2013)*. Berlin, 2013.
- [44] DIN ISO 68-1. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung Grundprofil – Teil 1: Metrisches Gewinde (ISO 68-1:1998)*. Berlin, 1999.
- [45] R. Döring. „Zum Deformations- und Schädigungsverhalten metallischer Werkstoffe unter mehrachsiger nichtproportionaler zyklischer Beanspruchung“. Diss. TU Darmstadt, 2006.
- [46] V. Dünkel. „Schwingfestigkeit von Schraubenverbindungen“. Diss. TU Darmstadt, 1999.
- [47] EC3-draft-1989. *Background documentation. Eurocode No. 3 Chapter 9 (unveröffentlicht)*. 1989.
- [48] EC3-draft-2014. *Commentary to Eurocode 3 EN 1993 – Part 1-9 – Fatigue – Draft. 03.02.2014 (unveröffentlicht)*. 2014.
- [49] R. Eichstädt und P. Schaumann. „Ermüdung feuerverzinkter HV-Schrauben mit sehr großem Durchmesser“. In: *20. DAST-Forschungskolloquium*. 2016, S. 107–112.
- [50] R. Eichstädt und P. Schaumann. „Fatigue of very large high-strength bolting assemblies in wind turbines (ppt)“. In: *Wind Energy Science Conference – WESC 2017* (2017).
- [51] *Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement. GUM 1995 with minor corrections*. 2008. 134 S.
- [52] Y. Fares. „Dimensionnement en fatigue des assemblages boulonnés à l’aide de critères de fatigue multiaxiale“. Diss. Toulouse, 2006.
- [53] M. Fiedler, I. Varfolomeev und M. Wächter. *Richtlinie Nichtlinear. Vorhaben Nr. 301: Rechnerischer Bauteilfestigkeitsnachweis unter expliziter Erfassung nichtlinearen Werkstoff-Verformungsverhaltens : Abschlussbericht*. Bd. 326. FKM-Forschungsberichte. Frankfurt, 2016. 286 S.
- [54] L. Fischer. *Axial tension fatigue strength of anchor bolts*. Austin und Springfield, 1977.

- [55] FKM-Richtlinie. *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*. 5. Auflage. Frankfurt am Main, 2003.
- [56] FKM-Richtlinie. *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen*. Version 6., überarb. Ausg. Frankfurt am Main, 2012.
- [57] A. Furukawa und M. Hagiwara. „Estimation of the residual stress on the thread root generated by thread rolling process“. In: *Bulletin of the JSME* 2 (4 2015), S. 1–11.
- [58] A. Furukawa und M. Hagiwara. „Relationship Between Fatigue Strength of a Bolt and the Residual Stress at the Thread Root. (1st Report, Residual Stress on the Groove-Rolled Specimen)“. In: *The Japan Society of Mechanical Engineers* 75 (752 2009), S. 1049–1055.
- [59] F. W. Gerlach. *Drey Abhandlungen, von der Schraube, dem Widerstande und Stoße, fließiger Körper*. Wien, 1801. 340 S.
- [60] F. W. Gerlach. *Tractatus de Cochlea*. Bd. 5. Acta Societatis Iablonovianae. Leipzig, 1780. 340 S.
- [61] M. Hagiwara, K. Nakahara und I. Yoshimoto. „X-ray Measurement of Residual Stress on Bolt Threads“. In: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C* 55 (518 1989), S. 2605–2610.
- [62] E. Haibach. *Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. 3., korrigierte und erg. Aufl. Berlin, 2006. 759 S.
- [63] W. Hanenkamp. „Untersuchungen zur Zeit- und Dauerfestigkeit von hochfesten Schraubenbolzen (10.9) im Durchmesserbereich M 36 bis M 72“. In: *Konstruktion* 44 (1992), S. 255–260.
- [64] U. Hasselmann und H. Speckhardt. „Flüssigmetallinduzierte Rißbildung bei der Feuerverzinkung hochfester HV-Schrauben großer Abmessungen infolge thermisch bedingter Zugelagenspannungen“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 28 (12 1997), S. 588–598.
- [65] M. Hempel. „Dauerfestigkeits-Schaubilder von gekerbten und kaltverformten Stählen und von Schrauben“. In: *VDI-Zeitschrift* 81 (1937), S. 870.
- [66] J. Hoffmann, B. Scholtes, O. Vöhringer und E. Macherauch. „Thermal relaxation of shot peening residual stresses in the differently heat treated plain carbon steel Ck 45“. In: *Proceedings of the 3rd International Conference on Shot Peening. ICSP3*. Hrsg. von H. Wohlfahrt, R. Kopp und O. Vöhringer. Oberursel, 1987, S. 239–246.
- [67] M. Hoffmann und T. Seeger. „Mehrachsige kerbeanspruchungen bei proportionaler Belastung“. In: *Konstruktion* 38 (2 1986), S. 63–70.
- [68] H. Holzapfel, V. Schulze und E. Macherauch. „Residual stress relaxation in an AISI 4140 steel due to quasi static and cyclic loading at higher temperatures.“ In: *Materials Science and Engineering: A* 248 (1998), S. 9–18.
- [69] M. Hück. „Auswertung von Stichproben normalverteilter, quantitativer Merkmalsgrößen“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 25 (1 1994), S. 20–29.
- [70] S. Ifergane, N. Eliaz, N. Stern, E. Kogan, G. Shemesh, H. Sheinkopf und D. Eliezer. „The effect of manufacturing processes on the fatigue lifetime of aeronautical bolts“. In: *Engineering Failure Analysis* 8 (3 2001), S. 227–235.

- [71] K. H. Illgner. „Einfluß örtlicher Kaltverfestigung auf die mechanische Bauteilhaltbarkeit“. In: *VDI-Berichte* 256 (1976), S. 153–162.
- [72] K. H. Illgner. „Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen. Fatigue Behaviour of Bolted Connections“. In: *Werkstofftechnik* 10 (3 1979), S. 73–112.
- [73] K. H. Illgner. „Einfluß der Fertigungsverfahren und der Werkstofftechnik auf die mechanischen Eigenschaften der Verbindungselemente“. In: *Die hochbeanspruchte Schraubenverbindung. eine Herausforderung für den Ingenieur*. Hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Berichte : Verein Deutscher Ingenieure. 1974, S. 135–141.
- [74] K.-H. Illgner. *Schrauben-Vademecum*. 5. Aufl. Neuss, 1983.
- [75] ISO 261. *Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Übersicht*. Berlin, 1999.
- [76] H. Jahns, J. Unglaub, U. Kuhlmann und K. Thiele. *Zyklische Bemessung von Zugstäben mit Endgewinden (in Vorbereitung). Abschlussbericht – AiF-Nr. 19800*. 2020.
- [77] A. I. Jakusev. *Einfluss der Fertigungstechnologie und der Hauptmaße des Gewindesauf die Festigkeit von Gewindeverbindungen (russ, nicht verfügbar)*. Moskau, 1956.
- [78] A. I. Jakušev. *Effect of manufacturing technology and basic thread parameters on the strength of threaded connexions. Übersetzung aus dem Russischen, 1956*. Oxford [u.a.], 1964. XIII, 259 S.
- [79] P. Juijerm, I. Altenberger und B. Scholtes. „Fatigue and residual stress relaxation of deep rolled differently aged aluminium alloy AA6110“. In: *Materials Science and Engineering: A* 426 (2006), S. 4–10.
- [80] T. Jung. „Schwingfestigkeit unter Berücksichtigung des spannungsbedingten und des technologiebedingten Größeneinflusses“. Diss. TU Clausthal, 1998.
- [81] F. Klocke. *Fertigungsverfahren 4. Umformen*. 6. Auflage. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg, 2017.
- [82] K. H. Kloos und J. Adelman. „Schwingfestigkeitssteigerung durch Festwalzen“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 19 (1988).
- [83] K. H. Kloos, R. Landgrebe und W. Schneider. „Untersuchungen zur Anwendbarkeit hochtemperaturverzinkter HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9“. In: *VDI-Zeitschrift* 128 (1986), S. 98–108.
- [84] K. H. Kloos, Schneider W. und R. Landgrebe. „Inhomogene Lastverteilung führt zu Biegebeanspruchungen in Schrauben.“ In: *Maschinenmarkt* 95 (16 1989), S. 54–59.
- [85] K. H. Kloos und W. Schneider. „Untersuchung verschiedener Einflüsse auf die Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen.“ In: *VDI-Zeitschrift* 128 (1986), S. 101–109.
- [86] K. H. Kloos und W. Schneider. „Untersuchungen zur Anwendbarkeit feuererzinkter HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9“. In: *VDI-Zeitschrift* (125 1983), S. 101–111.
- [87] K.-H. Kloos und W. Thomala. *Schraubenverbindungen. Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg, 2007.
- [88] K.-H. Kloos und W. Thomala. *Spannungsverteilung im Schraubengewinde*. Schwabach, 1979.
- [89] A. Kober. „Analyse vergleichbarer Schäden, dargestellt am Beispiel von Umformmaschinen.“ In: *Der Maschinenschaden* 52 (5 1979), S. 161–168.

- [90] U. Kremer. „Rissbildung und Rissfortschritt an Schraubenverbindungen unter schwingender Beanspruchung“. Diss. TU Darmstadt, 2005.
- [91] A. Kuperus. „Fatigue Tests on Tensile Loaded High Strength Bolts and Studbolts. Stevin Laboratory, Delft. (nicht auffindbar)“. In: *Doc. ECCS X 71* (17).
- [92] G. Lacher. *Zeit- und Dauerfestigkeit von hochfesten Schrauben der Güte 10.9 unter axialem Zug, Ermittlung von Wöhlerlinien. 1. Teilprogramm Feuerverzinkte Schrauben M20*. Hannover, 1985. 31 S.
- [93] R. W. Landgraf und R. A. Chernenkoff. „Residual Stress Effects on Fatigue of Surface Processed Steels“. In: *Analytical and Experimental Methods for Residual Stress Effects in Fatigue*. Hrsg. von R. L. Champoux, J. A. Kapp und J. H. Underwood. West Conshohocken, 1988, S. 1–12.
- [94] R. W. Landgraf, J. Morrow und T. Endo. „Determination of the cyclic stress-strain curve“. In: *Journal of Materials* 4 (1 1969), S. 176–188.
- [95] J. Lemaitre, J.-L. Chaboche und B. Shrivastava. *Mechanics of solid materials*. reprinted. Cambridge, 1998.
- [96] H.-P. Lieurade. *Fatigue des assemblages boulonnés. Rapport final*. Luxembourg, 1979. 43 S.
- [97] H. Lu, B. Scholtes und E. Macherauch. „Randschichtzustände von normalisiertem und vergütetem 42 CrMo 4 nach konsekutiven Kugelstrahl- und Festwalzbehandlungen“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 23 (11 1992), S. 388–394.
- [98] P. Maaß, P. Peißker und (Keine Angabe), Hrsg. *Handbook of Hot-dip Galvanization*. Frankfurt am Main, 2008. (Besucht am 12. 11. 2017).
- [99] E. Macherauch und K. H. Kloss. „Bewertung von Eigenspannungen bei quasistatischer und schwingender Werkstoffbeanspruchung – Teil I“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 20 (2 1989), S. 53–60.
- [100] E. Macherauch und H. Wohlfahrt. „Eigenspannungen und Ermüdung“. In: *Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe*. Hrsg. von D. Munz. Oberursel, 1985, S. 237.
- [101] L. Markegard und H. Kristoffersen. „Residual Stress After Surface Hardening – An Explanation of how residual stress is created“. In: *New Challenges in Heat Treatment and Surface Engineering, 09 – 12 June 2009*. (2009), S. 359–368.
- [102] F. Marten. „Zur Ermüdungsfestigkeit hochfester großer Schrauben“. Diss. Universität Hannover, 2009.
- [103] F. Marten und P. Schaumann. *Experimentelle Ermittlung von Wöhlerlinien großer Schrauben. [Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben ZP 52-5- 16.125-1231/06]*. Stuttgart, 2008.
- [104] A. Martin, K. Hinkelmann und A. Esderts. „Zur Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen im Zeitfestigkeitsbereich. Teil 1: Wie zuverlässig können 50%-Wöhlerlinien aus experimentellen Daten geschätzt werden?“ In: *Materials Testing* 53 (9 2011), S. 513–521.
- [105] A. Martin, K. Hinkelmann und A. Esderts. „Zur Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen im Zeitfestigkeitsbereich. Teil 2: Wie zuverlässig kann die Standardabweichung aus experimentellen Daten geschätzt werden?“ In: *Materials Testing* 53 (9 2011), S. 513–521.
- [106] J. A. Martin. *A Finite Element Evaluation of Residual Stress in a Thread Form Generated by a Cold-Rolling Process*. New York, 1999.



- [107] J. A. Martin. *Fundamental Finite Element Evaluation of A Three Dimensional Rolled Thread Form: Modelling and Experimental Results*. New York, 1998. (Besucht am 16. 11. 2017).
- [108] E. J. Mittemeijer und U. Welzel. *Modern Diffraction Methods*. 2013. 450 S.
- [109] J. Morrow. „Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals.“ In: *ASTM STP Internal Friction, Damping and Cyclic Plasticity* 378 (1964), S. 45–87.
- [110] I. Nikitin und M. Besel. „Residual stress relaxation of deep-rolled austenitic steel“. In: *Scripta Materialia* 58 (3 2008), S. 239–242.
- [111] M. Oechsner, J. Beyer, F. Simonsen, P. Schaumann und R. Eichstädt. „Betriebsfestigkeit von Schrauben großer Abmessungen unter Berücksichtigung von Randschichteinflüssen“. In: *Tagungsband der 11. Informations- und Diskussionsveranstaltung Schraubenverbindungen – Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis* (2015).
- [112] M. Oechsner und M. Vormwald. *Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen II*. 2014.
- [113] D. Olveda, J. Beyer, D. Panic und T. H. Beier. *Gewindeverbindungen örtlich II. Vorhaben Nr. 297, Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen II ; Abschlussbericht*. Frankfurt, M, 2014. 171 S.
- [114] D. Panic, T. H. Beier und M. Vormwald. „Damage Assessment of Threaded Connections based on an Advanced Material Model and Local Concepts“. In: *Procedia Engineering* 74 (2014), S. 119–128.
- [115] Z. Pater, A. Gontarz und W. Weroński. „New method of thread rolling“. In: *Journal of Materials Processing Technology* 153-154 (2004), S. 722–728.
- [116] A. Peiter. *Eigenspannungen I. Art. Ermittlung und Bewertung*. 1966.
- [117] E. Piraprez. „The effect of prying stress ranges on fatigue behaviour of bolted connections. The state-of-the-art“. In: *Journal of Constructional Steel Research* 27 (1 1993), S. 55–68.
- [118] D. Radaj und M. Vormwald. *Ermüdungsfestigkeit. Grundlagen für Ingenieure*. 3., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin und Heidelberg, 2007.
- [119] W. Ramberg und W. R. Osgood. „Description of stress-strain curves by three parameters“. In: *National Advisory Committee for Aeronautics* 902 (1943).
- [120] C. Rohrbach. *Handbuch für experimentelle Spannungsanalyse*. Berlin, Heidelberg, 1989. 918 S.
- [121] P. Schaumann, R. Eichstädt, M. Oechsner und F. Simonsen. „Ermüdungsfestigkeit feuerverzinkter HV-Schrauben in Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Bewertung des Randschichteinflusses bei Schrauben mit großen Durchmessern“. In: *Stahlbau* 84 (12 2015), S. 1010–1016.
- [122] P. Schaumann und R. Eichstädt. „Ermüdung sehr großer HV-Schraubengarnituren“. In: *Stahlbau* 85 (9 2016), S. 604–611.
- [123] P. Schaumann, R. Eichstädt und A. Stang. „Advanced performance assessment methods for high-strength bolts in ring-flange connections“. In: *Stahlbau* 87 (5 2018), S. 446–455.
- [124] H.-J. Scheibe. „Zum zyklischen Materialverhalten von Baustahl und dessen Berücksichtigung in Konstruktionsberechnungen.“ Diss. TU Braunschweig, 1990.

- [125] R. Schneider. „Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen“. Diss. Darmstadt: TU-Darmstadt, 2011.
- [126] R. Schneider und U. Wuttke. *Gewindeverbindungen örtlich. Vorhaben Nr. 279, Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen ; Abschlussbericht*. Frankfurt, M, 2010. 180 S.
- [127] W. Schneider. „Die Schraubenverbindung in Forschung und Lehre am Institut für Werkstoffkunde der TH Darmstadt“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 18 (12 1987), S. 401–410.
- [128] W. Schneider. „Beanspruchung und Haltbarkeit hochvorgespannter Schraubenverbindungen“. Diss. Darmstadt: TU Darmstadt, 1992.
- [129] B. Scholtes. „Eigenspannungen in mechanisch randschicht-verformten Werkstoffzuständen.“ Habil. Universität Karlsruhe, 1991.
- [130] V. Schulze und J. K. Schwing. *Modern mechanical surface treatment. States, stability, effects*. Weinheim, 2006.
- [131] M. Seidel. „Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen“. Diss. Universität Hannover, 2001.
- [132] R. Seybold. „Finite-Elemente-Simulation örtlicher Beanspruchungen in Schraubengewinden“. Diss. Aachen und Darmstadt: TU Darmstadt, 2006.
- [133] T. Shinbutsu, S. Amano, T. Takemasu, T. Kuwabara und J. Shimura. „Thread rolling and performance evaluations of a new anti-loosening double thread bolt combining a single thread and multiple threads“. In: *Procedia Engineering* 207 (2017), S. 603–608.
- [134] E. Siebel und M. Stieler. „Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung“. In: *Zeitung VDI 97* (1955), S. 121–152.
- [135] K. Siebertz, D. van Bebber, T. Hochkirchen, K. Siebertz, D. van Bebber und T. Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung. Design of Experiments (DoE)*. VDI-Buch. Heidelberg, 2010.
- [136] F. Simonsen. „Der Einfluss von zinkbasierten Korrosionsschutzsystemen auf die zyklische Beanspruchbarkeit von Bauteilen aus Stahl“. Diss. Darmstadt: TU Darmstadt, 2015.
- [137] K. N. Smith, P. Watson und T. H. Topper. „A stress-strain function for the fatigue of metals“. In: *Journal of Materials* 4 (1970), S. 767–778.
- [138] D. G. Sopwith und J. E. Field. „Unification of screw thread practice“. In: *The Engineer* 203 (1957), S. 793.
- [139] St. Beyer, V. Dünkel und R. Landgrebe. „Dehnungsinduzierte Spannungsrißkorrosion in der Flüssigzinkphase bei der Hochtemperaturverzinkung von HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 mit großen Abmessungen Teil 2. Untersuchung von Schadensfällen“. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 25 (4 1994), S. 158–166.
- [140] R. I. Stephens, C. Bradley, N. J. Horn, J. J. Gradman, J. M. Arkema und C. S. Borgwardt. „Fatigue of High Strength Bolts Rolled Before or After Heat Treatment with Five Different Preload Levels“. In: *2005 SAE World Congress* (2005).
- [141] C. Stolle und F. Marten. *Ermüdungsfestigkeit hochfester Schrauben großer Abmessungen. Abschlusszusammenfassung des Berichtes für den Zeitraum: 01.02.2006 bis 31.07.2008*. Darmstadt, 2008.

- [142] P. Strigens. „Zum Einfluss der Oberflächenverfestigung auf die Dauerfestigkeit von Stählen“. Diss. Darmstadt: TU Darmstadt, 1971.
- [143] W. Thomala. „Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen“. Diss. TU Darmstadt, 1978. 144 S.
- [144] W. Thomala. „Prüfung der Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen“. In: *Die hochbeanspruchte Schraubenverbindung. eine Herausforderung für den Ingenieur*. Hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Berichte : Verein Deutscher Ingenieure. 1974, S. 117–123.
- [145] J. Unglaub. *Wärme und Oberflächenbehandlung (Interview)*. Unter Mitarb. von Peiner Umformtechnik. Notiz. Peine, 9. Aug. 2017.
- [146] J. Unglaub, J. Hensel, R. C. Wimpory, T. Nitschke-Pagel, Klaus Dilger und K. Thiele. „Analysis of Residual Stress State in Deep-Rolled HT-Bolts“. In: *Residual Stresses 2018 - ECRS-10* (2018), S. 209–214.
- [147] J. Unglaub, M. Reininghaus und K. Thiele. „The fatigue behaviour of bolts with large diameters under overloading.“ In: *The Eighth International Conference on Low Cycle Fatigue (LCF8) 27.-29.06 2017 Dresden* (2017).
- [148] J. Unglaub, M. Reininghaus und K. Thiele. „Zur Ermüdungsfestigkeit von feuerverzinkten Zugstäben mit Endgewinden“. In: *Stahlbau* 84 (8 2015), S. 584–588.
- [149] VDI 2230. *Blatt 1 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen*. Berlin, 2015.
- [150] O. Vöhringer, T. Hirsch und E. Macherauch. „Relaxation of shot peening induced residual stresses of TiAl6V4 by annealing or mechanical treatment.“ In: *Proceedings of the 5th International Conference on Titanium*. Bd. 4. München, 1984, S. 2203–2210.
- [151] O. Vöhringer und H. Wohlfahrt. „Abbau von Eigenspannungen“. In: *Eigenspannungen. Entstehung – Messung – Bewertung*. Hrsg. von DGM-Informationsgesellschaft. Oberursel, 1983, S. 144–156.
- [152] M. Vormwald und T. Seeger. „Nutzung der Anrißschwingspielzahl beim Incremental-Step-Test zur Abschätzung der Werkstoffwöhlerlinie“. In: *Materialprüfung* 30 (11-12 1988), S. 367–373.
- [153] M. Vormwald und T. Seeger. „The consequences of short crack closure on fatigue crack growth under variable amplitude loading“. In: *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures* 14 (2-3 1991), S. 205–225.
- [154] J. O. Weber. „Beitrag zur betriebsfesten Auslegung von Schraubenverbindungen auf Grundlage moderner Betriebsfestigkeitskonzepte“. Diss. Aachen und Darmstadt: TU Darmstadt, 2010.
- [155] J. O. Weber und C. Berger. *Auslegung von Schraubenverbindungen auf Grundlage moderner Betriebsfestigkeitskonzepte (Betriebsfeste Auslegung von Schraubenverbindungen). Schlussbericht für den Zeitraum: 01.10.2007 – 31.03.2010*. Darmstadt, 2010. 196 S.
- [156] H. Wiegand und K. H. Illgner. „Haltbarkeit von Schraubenverbindungen mit ISO-Gewindeprofil“. In: *Konstruktion* 19 (3 1967), S. 81–91.
- [157] H. Wiegand, K. H. Illgner und G. Junker. „Neuere Ergebnisse und Untersuchungen über die Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen.“ In: *Konstruktion* 13 (1961), S. 461–467.

- [158] H. Wiegand, K. Illgner und K. Beelich. „Die Dauerhaltbarkeit von Gewindeverbindungen mit ISO-Profil in Abhängigkeit von der Einschraubtiefe.“ In: *Konstruktion* 16 (12 1964), S. 485–490.
- [159] H. Wiegand und P. Strigens. „Zum Festigkeitsverhalten feuerverzinkter HV-Schrauben“. In: *Industrie-Anzeiger* 94 (12 1972), S. 247–253.
- [160] H. Wiegand. *Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen*. 3. Aufl. Berlin, 1962.
- [161] H. Wiegand. „Über die Dauerfestigkeit von Schraubenwerkstoffen und Schraubenverbindungen“. Diss. TH Darmstadt, 1934. 90 S.
- [162] R. C. Wimpory, C. Ohms, M. Hofmann, R. Schneider und A. G. Youtsos. „Statistical analysis of residual stress determinations using neutron diffraction“. In: *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 86 (1 2009), S. 48–62.
- [163] T. Wyss. „Untersuchungen an gekerbten Körpern, insbesondere am Kraftfeld der Schraube unter Berücksichtigung der Vergleichsspannung.“ In: *Bericht 151 EMPA Zürich* (1945).
- [164] I. Yoshimoto, K. Maruyama und Y. Yamada. „Prediction of fatigue strength of bolt-nut joints based on residual stress“. In: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series A* 50 (452 1984), S. 717–721.
- [165] D.-W. Zhang und S.-D. Zhao. „New method for forming shaft having thread and spline by rolling with round dies“. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 70 (5-8 2014), S. 1455–1462.

## A. Anhang

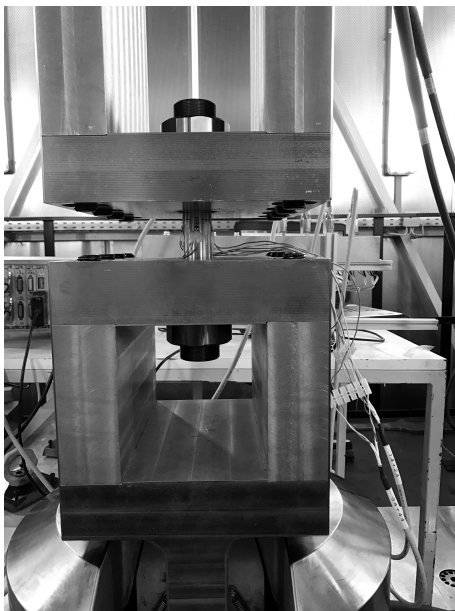
Die Versuchsrohdaten, Simulationsergebnisse, auch der nicht dargestellten Ergebnisse, sowie programmierte Auswertmethoden sind auf dem DFG GRK-2075 Datenserver, der TU Braunschweig archiviert.

### A.1. Kerbschlagarbeit

Tabelle A.1: Ergebnisse der Kerbschlagbiegeversuche, Anforderungen nach DIN EN 14399-4 [35]

Charge -	Breite [mm]	min. Schlagarbeit [J]	Mittelwert verbrauchte Schlagarbeit [J]
1	10	27	87
1a	10	27	80
2	10	27	-
2a	10	27	35
3 (SG)	10	27	32
3 (SG, tZn)	10	27	40

### A.2. Prüfsensor Wöhlerversuchsaufbau A und B



(a) Prüfsensor Wöhlerversuchsaufbau A



(b) Prüfsensor Wöhlerversuchsaufbau B

Abbildung A.1: Prüfsensoren für Wöhlerversuchsaufbau A und B

### A.3. Chemie

Tabelle A.2: Auszug chemische Zusammensetzung

	M24x130	M24x130	M36x235	M36x235	M36x235	M36x235	M48x255
	Kopf	Schaft	Kopf	Schaft	Schaft	Schaft	Schaft
C[%]	0,294	0,253	0,219	0,258	0,169	0,15	0,270
Si[%]	0,066	0,061	0,124	0,126	0,212	0,117	0,148
Mn[%]	0,595	0,58	1,212	1,22	1,145	1,143	1,19
P [%]	0,014	0,011	0,013	0,013	0,021	0,021	0,007
S [%]	0,047	0,023	0,027	0,029	0,041	0,047	0,012
Cu[%]	0	0	0	0	0,002	0,001	0
Al[%]	0,017	0,019	0,013	0,014	0,014	0,015	0,017
Cr[%]	0,977	0,933	0,387	0,391	0,344	0,34	0,486
Mo[%]	0,059	0,059	0,096	0,097	0,093	0,094	0,096
Ni[%]	0,069	0,063	0,207	0,209	0,204	0,204	0,145
V[%]	0	0	0	0	0	0	0
Ti[%]i	0,026	0,026	0,025	0,027	0,032	0,032	0,027
Nb[%]	0	0	0	0	0	0	0
Co[%]	0	0	0	0	0	0	0
W[%]	0,005	0	0	0	0	0,005	0
Pb[%]	0	0	0	0	0	0	0
Zr[%]	0	0	0	0	0	0	0
Sn[%]	0	0	0	0	0	0	0
Ce[%]	0,27	0,29	0,319	0,321	0,306	0,304	0,327
Sb[%]	0,056	0,025	0,050	0,027	0,048	0,046	0,003
B[%]	0	0	0	0	0	0	0
As[%]	0	0	0	0	0	0	0
Ca[%]	0,001	0	0	0,001	0	0	0,002
Bi[%]	0	0	0	0	0	0	0
Ceq[%]	0,608	0,553	0,532	0,573	0,463	0,440	0,595

## A.4. Mikroschliffe

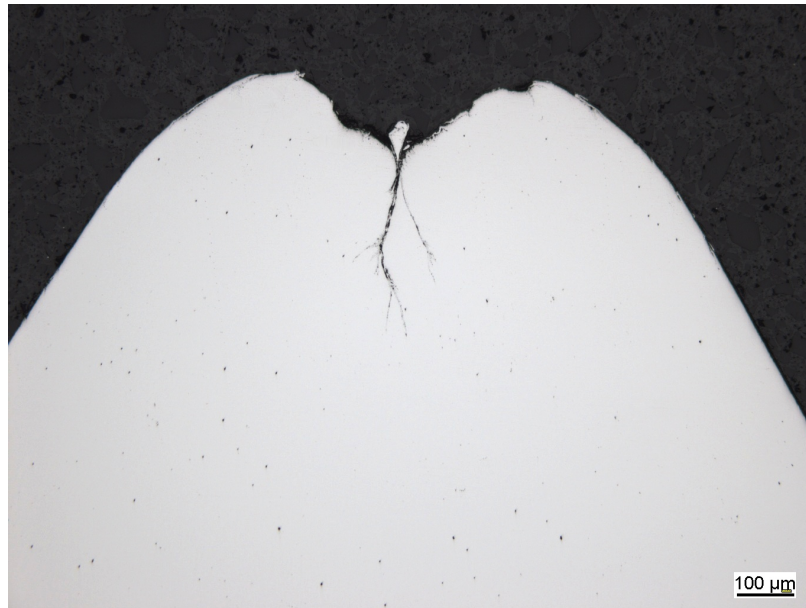


Abbildung A.2: Mikroschliff: Wulst auf Gewindeflanke M48x255 10.9 HV-Schraube SG

## A.5. Versuchsprotokolle

Institut für Stahlbau  
TU-Braunschweig

[illegible]

Nach: E DIN 50100:2015-11



### A.5. Versuchsprotokolle

Nach: E DIN 50100:2015-11

Institut für Stahlbau  
TU-Braunschweig

Projektnummer/Versuchsreihe							Datum Beginn		Datum Ende			
Referenz-Wöhlerlinie		Projekt-Nr.		999987		Versuchsaufbau B		18.01.2017		-		
Werkstoff				Probenform			Durchmesser		Rauheit R <sub>z</sub>			
33MnCrB5-2				M 48 x 255 10.9 HV, SG, tZn			1473 mm²		-			
Beanspruchungsart				Lastverhältnis R <sub>L</sub>			Temperatur		Luftfeuchtigkeit			
Zugschwell, Mittellast konst.				variable			Raumtemp.		-			
Prüfmaschine				Prüfer			Bemerkung Köpfe wurden abgedreht, einseitig geklemmt Schraubengarnitur, Mutter, 2 Scheiben					
1MN Pulsor Sincotec				Unglaub								
Probe		Pulsor Name		Regelgröße			Nennspannung		Schwingspiele			
Nr	Variante	Versuch	Probe	Kraftamplitude F <sub>a</sub> kN	Mittelkraft F <sub>m</sub> kN	Frequenz f s <sup>-1</sup>	Amplitude S <sub>a</sub> Mpa	Mittelwert S <sub>m</sub> Mpa	Bruchort	Anriss N <sub>A</sub>	Bruch N <sub>B</sub>	
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
B103M24.010	2	1	10	70	795		47,5	539,7	Gewinde	-	883.722	
B93M21.011	2	1	11	70	795		47,5	539,7	Gewinde	-	2.538.008	
B87M39.012	2	1	12	80	795		54,3	539,7	Gewinde	-	1.864.532	
B89M98.013	2	1	13	90	795		61,1	539,7	Gewinde	-	1.889.753	
B88M97.014	2	1	14	90	795		61,1	539,7	Gewinde	862.460	863.195	
B90M41.015	2	1	15	90	795		61,1	539,7	Gewinde	-	1.563.872	
B108M38.017	2	1	17	90	795		61,1	539,7	Gewinde	-	516.952	
B84M23.018	2	1	18	90	795		61,1	539,7	Gewinde	-	1.593.656	
B85M22.019	2	1	19	90	795		61,1	539,7	Gewinde	-	616.906	
B83M59.020	2	1	20	165	795		112,0	539,7	Gewinde	-	42.254	
B94M37.021	2	1	21	165	795		112,0	539,7	Gewinde	38.523	48.287	
B92M19.022	2	1	22	165	795		112,0	539,7	Gewinde	26.418	56.491	
B95M20.023	2	1	23	165	795		112,0	539,7	Gewinde	-	41.911	
B80.M20.024	2	1	24	165	795		112,0	539,7	Gewinde	-	95.932	
B82M18.025	2	1	25	165	795		112,0	539,7	Gewinde	-	44.496	
B86M40.016	2	1	16	90	795		61,1	539,7	Einspannung	-	2.217.214	

Nach: E DIN 50100:2015-11

Projektnummer/Versuchsreihe							Datum Beginn		Datum Ende		
Projekt-Nr. 999987				Versuchsaufbau B			10.05.2017		-		
Werkstoff 33MnCrB5-2				Probenform M 48 x 255 10.9 HV, SG			Durchmesser 1473 mm²		Rauheit R <sub>z</sub> -		
Beanspruchungsart Zugschwell, Mittellast konst.				Lastverhältnis R <sub>L</sub> variable			Temperatur Raumtemp.		Luftfeuchtigkeit -		
Prüfmaschine 1MN Pulsor Sincotec				Prüfer Unglaub			Bemerkung Köpfe wurden abgedreht, einseitig geklemmt Schraube, Mutter, 1 Scheiben				
Probe		Pulsor Name		Regelgröße			Nennspannung		Schwingspiele		
Nr	Variante	Versuch	Probe	Kraftamplitude F <sub>a</sub> kN	Mittelkraft F <sub>m</sub> kN	Frequenz f s <sup>-1</sup>	Amplitude S <sub>a</sub> Mpa	Mittelwert S <sub>m</sub> Mpa	Bruchort -	Anriss N <sub>A</sub> -	Bruch N <sub>B</sub> -
-	-	-	-								
B70M58.006	1	1	6	125	795		84,9	539,7	Gewinde	-	588.126
B49M34.007	1	1	7	125	795		84,9	539,7	Gewinde	502.485	505.671
B51M16.008	1	1	8	125	795		84,9	539,7	Gewinde	-	740.200
B69M57.010	1	1	10	125	795		84,9	539,7	Gewinde	-	702.323
B50M36.011	1	1	11	125	795		84,9	539,7	Gewinde	531.588	534.245
B74M77.012	1	1	12	125	795		84,9	539,7	Gewinde	894.148	895.065
B55M92.013	1	1	13	185	795		125,6	539,7	Gewinde	-	295.696
B73M75.014	1	1	14	185	795		125,6	539,7	Gewinde	-	202.206
B72M72.015	1	1	15	185	795		125,6	539,7	Gewinde	-	182.947
B53M74.016	1	1	16	185	795		125,6	539,7	Gewinde	-	83.294
B52M76.017	1	1	17	185	795		125,6	539,7	Gewinde	-	136.616
B54M71.018	1	1	18	185	795		125,6	539,7	Gewinde	-	195.852
B59M79			19	90	795		61,1	539,7	keiner	-	1
B62M82			20	90	795		61,1	539,7	keiner	-	10
B76M88			21	90	795		61,1	539,7	keiner	-	10.000
B75M03			22	90	795		61,1	539,7	keiner	-	100.000
B71M56.009	1	1	9	125	795		84,9	539,7	Einspannung		586.059

Nach: E DIN 50100:2015-11

Institut für Stahlbau  
TU-Braunschweig

[illegible]

Nach: E DIN 50100:2015-11

### A.5. Versuchsprotokolle

Nach: E DIN 50100:2015-11

Institut für Stahlbau  
TU-Braunschweig

Projektnummer/Versuchsreihe							Datum Beginn		Datum Ende		
Projekt-Nr. 999987				Versuchsaufbau A/B			Dez 17		-		
Werkstoff				Probenform			Durchmesser		Rauheit R <sub>z</sub>		
-				M36x235 10.9 HV, SG, tZn			817 mm²		-		
Beanspruchungsart				Lastverhältnis R <sub>L</sub>			Temperatur		Luftfeuchtigkeit		
Zugschwell, Mittellast konst.				variable			Raumtemp.		-		
Prüfmaschine				Prüfer			Bemerkung 01-04 Instron; Schraube, Mutter, 2 Scheiben 05ff Pulsor; Köpfe wurden abgedreht, einseitig geklemmt				
01-04 Instron 8503; 05 - 14 1MN Pulsor Sincotec				Unglaub							
Probe		Pulsor Name		Regelgröße			Nennspannung		Schwingspiele		
Nr	Variante	Versuch	Probe	Kraftamplitude F <sub>a</sub> kN	Mittelkraft F <sub>m</sub> kN	Frequenz f s <sup>-1</sup>	Amplitude S <sub>a</sub> Mpa	Mittelwert S <sub>m</sub> Mpa	Bruchort	Anriss N <sub>A</sub>	Bruch N <sub>B</sub>
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
01	HZB ES			-	441		61	540	keiner	-	1
02	HZB ES			50	441		61	540	keiner	-	100.000
03	HZB ES			92	441		112	540	keiner	-	-
04	HZB ES			92	441		112	540	keiner	-	-
05	4	5	1	50	441	48,8	61	540	Gewinde	-	286.945
10	4	10	1	50	441	48,8	61	540	Gewinde	-	413.400
13	4	13	1	50	441		61	540	Gewinde	-	469.122
06	4	6	1	50	441		61	540	Gewinde	-	497.336
11	4	11	1	50	441		61	540	Gewinde	-	423.259
12	4	12	1	50	441		61	540	Gewinde	-	361.786
16	4	16	1	92	441		112	540	Gewinde	-	61.678
19	4	19	1	92	441		112	540	Gewinde	-	73.912
18	4	18	1	92	441		112	540	Gewinde	-	75.478
17	4	17	1	92	441		112	540	Gewinde	-	76.038
15	4	15	1	92	441		112	540	Gewinde	-	74.702
14	4	14	1	92	441		112	540	Gewinde	-	65.652

Nach: E DIN 50100:2015-11

Nach: E DIN 50100:2015-11